Page :
Date :

بسم الله الرحمن الرحيم

مادة: دراسات متقدمة في تكييف الهواء والتبريد

الفرقة: الرابعة قوى ميكانيكية

سنة: ٢٠١٣ / ٢٠١٤

دكتور مهندس: محمد عبد المجيد أحمد ابراهيم

K.M.S

بسم الله الرحمن الرحيم .

مادة: دراسات متقدمة في تكييف الهواء .

خزانات التبريد Part I: "Cold Stores"

تخطيط خزانات التبريد . CH.1. Planning of cold stores

قبل تخطيط وتصميم خزانات التبريد يجب معرفة مواصفات المشروع "project specification" وهي:

١- نوعية المواد الغذائية المراد تبريدها وتجميدها.
٢- نوعية خزانات التبريد والتجميد
٣- معدلات التبريد والتجميد المطلوبة
٤- مصادر الطاقة المتاحة والمياه المتاحة.
٥- مكان تنفيذ خزانات التبريد
٦- التوسعات المستقبلية لخزانات التبريد والتجميد .

* أهداف خزانات التبريد والتجميد .

١- الحفاظ على ثبات درجة الحرارة داخل خزانات التبريد والتجميد مهما تغيرت درجة حرارة الهواء المحيط.
٢- الحفاظ على الرطوبة وسرعة الهواء داخل خزانات التبريد
٣- تحقيق معدلات التبريد والتجميد المطلوبة
٤- المحافظة على الشروط الصحية للمواد الغذائية داخل خزانات التبريد
٥- خفض معدل تسرب الحرارة والرطوبة الى خزانات التبريد .

Page :
Date :

• انواع مخازن التبريد — Type of Cold stores

١- مخازن تبريد موسمية: Seasonal Cold stores

هي عبارة عن محطات تبريد تعمل لفترة معينة في السنة لحفظ المنتجات الزراعية . وتتواجد بالقرب من اماكن الانتاج .

٢- مخازن توزيع Distribution stores

هي عبارة عن محطات تبريد تعمل بصفة دائمة لتبريد وتجميد وحفظ المواد الغذائية قبل توزيعها .

سعة مخازن التبريد بالطن (طن)

عدد السكان	السعة	عدد السكان	السعة
اقل من ١٠٠٠٠	١٠٠	١٥٠٠٠٠	٣٠٠٠ - ٥٠٠٠
١٠٠٠٠	٣٠٠ - ٦٠٠	٢٢٥٠٠٠	٥٠٠٠ - ٧٠٠٠
٢٥٠٠٠	٦٠٠ - ١٠٠٠	٣٠٠٠٠٠	٧٠٠٠ - ١٠٠٠٠
٥٠٠٠٠	١٠٠٠ - ١٥٠٠	٤٢٥٠٠٠	١٠٠٠٠ - ١٢٥٠٠
٦٠٠٠٠	١٥٠٠ - ٢٠٠٠	٥٠٠٠٠٠	١٢٥٠٠ - ١٥٠٠٠
٨٠٠٠٠	٢٠٠٠ - ٣٠٠٠		

٣- مخازن موانى Port stores

هي عبارة عن مخازن تبريد تعمل على ضبط درجة حرارة التبريد والتجميد للمواد الغذائية المستوردة لحين نقلها الى مخازن التوزيع بالمدن .

٤- مخازن نقل : Transport stores

هي عبارة عن ثلاجات متحركة على هيئة شاحنات لنقل المواد الغذائية من مخازن الموانئ الى مخازن التوزيع

٥- مخازن تجارية : Commercial stores.

هي عبارة عن مخازن صغيرة على هيئة بتارين امامية والأشية من محلات البقالة و السوبر ماركت.

٦- مخازن منزلية : House hold

وهي الثلاجات و ديب فريزر الموجود بالمنزل.

* تصنيف مخازن التبريد : Classification of cold stores.

اولاً : سعة التبريد : "Refrigrating capacity"

تحدد سعة الثلاجة المنزلية باللتر او القدم ، الديب فريزر بالوات ومخازن التبريد بالطن تبريد او الكيلووات.

ثانياً : سعة التخزين Storage Capacity

- مخازن صغيرة جداً تصل سعتها اقل من ١٠٠ طن
- مخازن صغيرة تصل سعتها الى ١٠٠٠ طن
- مخازن متوسطة تصل سعتها الى ٥٠٠٠ طن
- مخازن كبيرة تصل سعتها الى ٦٠٠٠٠ طن
- مخازن كبيرة جداً سعتها اكبر من ٦٠٠٠٠ طن

معظم المخازن في مصر سعتها متوسطة.

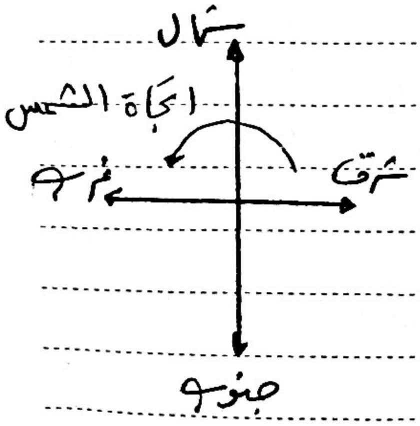
ثالثاً: عدد الطوابق . Number of floors

تصنف مخازن التبريد تبعاً لعدد الطوابق الى: مخازن تبريد ذات الدور الواحد ومخازن تبريد متعددة الطوابق.

• مخازن التبريد ذات الدور الواحد تمتاز بسهولة عملية النقل حيث تقل تكلفة النقل بها بحوالى ٣٠٪ بالإضافة الى انه فى حالة انشاء الحوائط من الالواح المعزولة Insulating panel فان تكلفة الانشاء تقل بحوالى ٤٠٪

• مخازن التبريد ذات الدور الواحد تستخدم لسعة تخزين تصل الى ١٠٠٠٠ طن ولسعات تخزين اكبر من ١٠٠٠٠ طن تستخدم مخازن تبريد متعددة الطوابق

• ابعاد المخازن: عنابر المخازن:
لخفض معدل انتقال الحرارة عند انشاء مخازن جديدة استخدم نسبة (العرض x الطول) = (١×١) او (١×٢) او (١×٣) او (١×٤) ويكون العرض ٦ متر او مضاعفاته.



• مع اتجاه الجانب الاطول للمخزن جهة الشمال والجانب الاقصر جهة الشرق وغرفة الماكينات جهة الجنوب لخفض تاثير اشعة الشمس على احمال التبريد.

• ارتفاع عنابر المخازن متعددة الطوابق ٣,٦ متر او ٤,٨ متر

اما المخازن ذات الدور الواحد فيصل ارتفاعها الى ٦ او ٨ متر

Main dimensional of cold stores . الأبعاد الأساسية لمخازن التبريد

يتوقف تعيين الأبعاد الأساسية لمخازن التبريد على كيفية تخزين المواد الغذائية .

1- تخزين على أرضية المخزن : Storage on store floor

- لتعيين الحجم الذي تشغله المواد الغذائية .

$$m = C_v \cdot V_p \quad (\text{Ton})$$

$m \rightarrow$ capacity of cold stores السعة التخزينية لمخزن التبريد والتجميد

$V_p \rightarrow$ product volume

$C_v \rightarrow$ Loading rate of cold stores volume (Kg/m^3)

معامل التحميل الحجمي وهو يعتمد على نوعية المواد الغذائية :

		C_v	نوعية المادة الغذائية
٥٠٠	جبنة في صفائح		
٣٥٠	دهنيات	٧٠٠	اسماك سرائح في كراتين
٣٥٠	دواجن في صناديق	٣٣٠	أسماك مجمدة
٧٠٠	زبدة في صناديق	٨٠٠	ثلج
٨٠٠	زبدة في كراتين	٤٠٠	ايس كريم في كراتين
٤٠٠	لحوم مجمدة اجزاء	٢٦٠	بيض في صناديق
٦٥٠	لحوم مجمدة في كراتين	٤٧٠	بيض في كراتين

عند تصميم مخازن التوزيع يفضل اخذ معدل التحميل الحجمي في حدود $\frac{1}{4}$ الى $\frac{1}{3}$ طن لكل متر مكعب من حجم المخزن

$$C_v = \frac{1}{4} : \frac{1}{3} \quad Ton/m^3 .$$ عند تصميم مخازن التبريد

• العلاقة بين معدل التحميل السطحي والحجمي

Loading rate of floor area tan/m² C_A . معدل التحميل السطحي

$C_A = C_V \cdot H_p$

Hp → product height ارتفاع المواد الغذائية m

• معامل التحميل السطحي يعتمد على ارتفاع عنبر التخزين

← مخازن التبريد والتجميد التي يتراوح ارتفاعها من ٤-٨ متر
يصل معدل التحميل السطحي C_A بها الى $C_A = 2$ Ton/m²

← مخازن التبريد والتجميد التي يتراوح ارتفاعها ٣,٦ متر او ٤,٨ متر
يصل معدل التحميل السطحي C_A بها $C_A = 1.5$ Ton/m²

• طرق تعيين أبعاد العنابر
Determination method for store dimensional.

اولاً الطريقة الاولى:

١- نفرض ارتفاع المخزن (H) ٦ متر او ٣,٦ متر او ٤,٨ متر
٢- نعين ارتفاع المواد الغذائية Hp حسب ارتفاع البالتات او الكراتين والمسافة بينهم. بحيث يكون ارتفاع المواد الغذائية اقل من ارتفاع المخزن بحوالي ٥٠ سم
٣- نفرض معامل تحميل حجمي Cv $C_v = \frac{1}{4} : \frac{1}{3}$ Ton/m³
٤- نعين مساحة الارضية التي تشغلها المواد الغذائية Ap

$$V_p = (M \cdot \frac{1}{C_v}) = A_p \cdot H_p$$

M ـ سعة مخزن التبريد   Kg

V_p ـ حجم المواد الغذائية m^3

ـ تعين مساحة ارضية مخزن التبريد والتجميد A

$$A = (A_p \cdot \frac{1}{\eta_A})$$

η_A ـ معامل استخدام ارضية مخزن التبريد والتجميد   Use factor
وهو يتوقف على بعد البالتات والكراتين عن الحوائط والذي يقدر بحوالي
٢٠ سم والمسافة بين الكراتين بعضها البعض والذي يقدر بحوالي ٠٫١٠ م
وعرض الممرات والذي يتراوح ما بين ١٫٢ متر ، ٢٫٢ متر

والجدول التالي يوضح قيم معامل استخدام الارض η_A

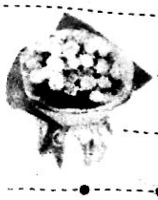
نوعية العنبر	مساحة الارضية m^2	η_A
صغير	٢٠ — ١٠٠	٠٫٦٥ — ٠٫٧٥
متوسط	١٠٠ — ٤٠٠	٠٫٧٥ — ٠٫٨٠
كبير	أكبر من ٤٠٠	٠٫٨٠ — ٠٫٨٥

$$\eta_A = \frac{(L \cdot W)_p}{(L \cdot W)_B}$$

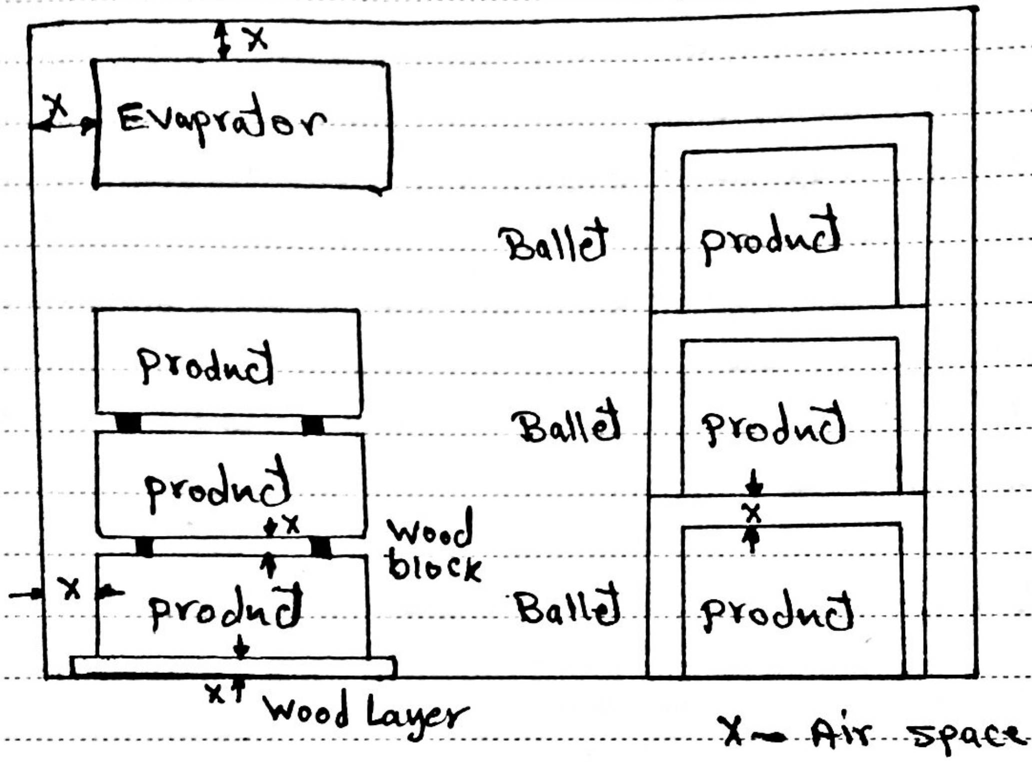
L ـ طول ، W ـ عرض

$(L \cdot W)_p$ ـ مساحة الارضية التي تشغلها المواد الغذائية

$(L \cdot W)_B$ ـ مساحة الارضية لعنبر مخزن التبريد



عنبر تبريد



ثانياً الطريقة الثانية :

١- نفرض معدل التحميل السطحي C_A

٢- نعين مساحة الأرضية التي تشغلها المواد الغذائية A_p

$$m = C_A \cdot A_p$$

٣- نفرض معامل استخدام الأرض η_A

٤- نعين مساحة أرضية العنبر A

$$A = \left(A_p \cdot \frac{1}{\eta_A}\right)$$

٥- نحدد أبعاد العنبر W ، L بحيث يكون العرض ٦ متر او مضاعفاته وتكون النسبة بين (عرض × طول) ١×١ ، ٢×١ ، ٣×١

٦- نعين ارتفاع المواد الغذائية H_p حسب ارتفاع البالتات والكراتين

٧- نحدد ارتفاع المخزن H بحيث يكون أكبر من H_p بحوالي ٥٠

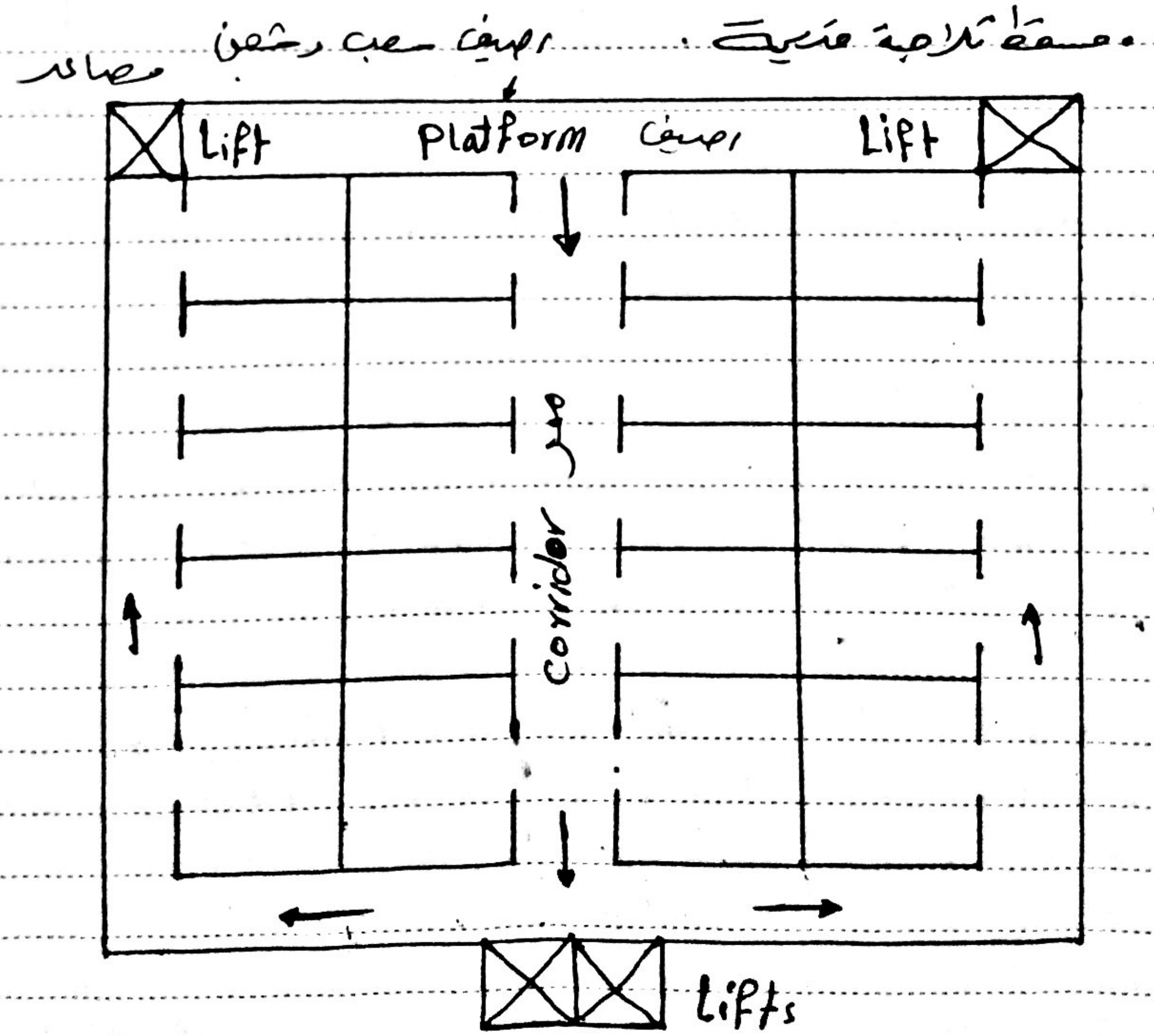
• متطلبات تخطيط مخازن التبريد :

Requirements for planning of cold stores :

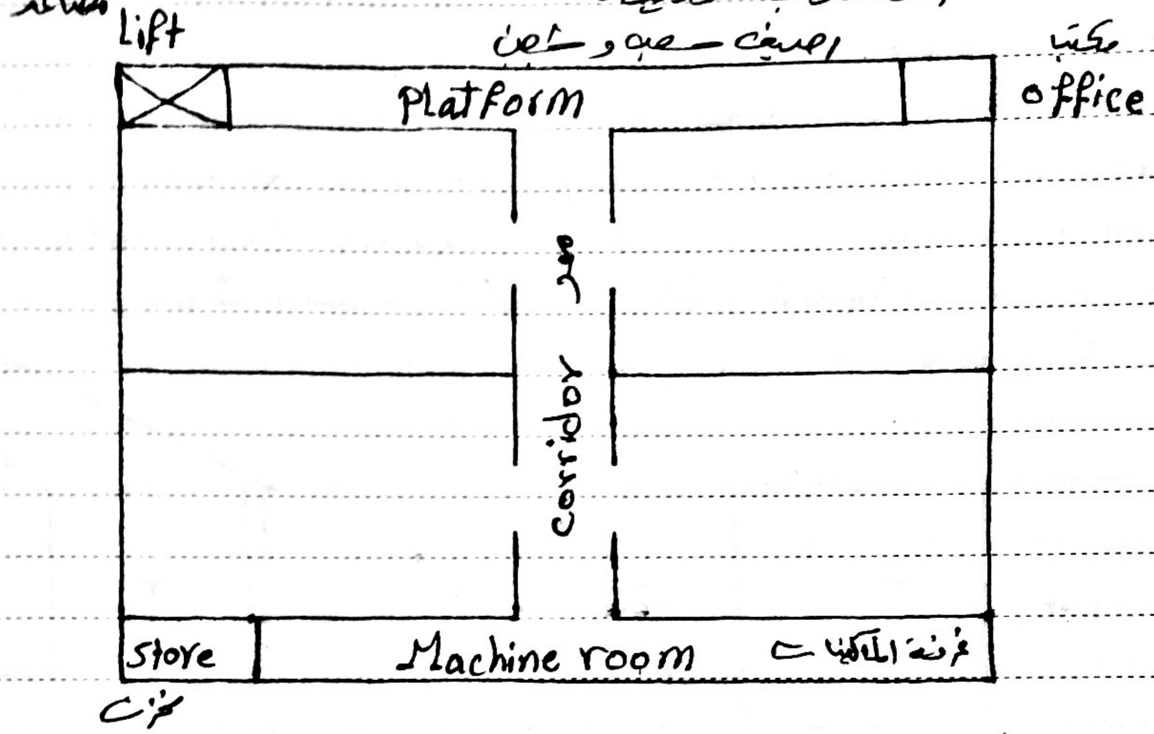
١- خفض التكلفة الأولية. Reduction of primary costs.

حيث تبلغ تكلفة الأعمال الإنشائية حوالي ٥٠ % من التكلفة الأولية لمخازن التبريد والتجميد. وذلك عن طريق الحلول الالتزام بالأبعاد القياسية وتجميع أماكن الكتلات المختلفة مع عنابر التبريد والتجميد في مبنى واحد وزيادة معدل استخدام الأرض.

• مسقط ثلاجة مثلية :



مسقط مخزن ثلاجة حديثة.



٢- خفض تكاليف التشغيل : Reduction of operating cost.

يتم خفض تكاليف التشغيل وذلك عن طريق خفض معدلات تسرب الحرارة عبر الحوائط والاسقف وذلك عن طريق

أ- تصميم مخازن التبريد والتجميد على هيئة متوازي مستطيلات ابعادها النسبية ١×٢×١ أو ١×٣×١ أو ١×٤×١ بحيث يكون الجانب الطويل جهة الشمال واماكن الخدمات جهة الجنوب.

ب- حماية الحوائط والاسقف من اشعة الشمس وذلك باستخدام جملونات

ج- عدم اتصال ممرات المخازن مباشرة بالهواء الخارجي واستخدام ستائر هوائية لخفض معدلات تغيير الهواء.

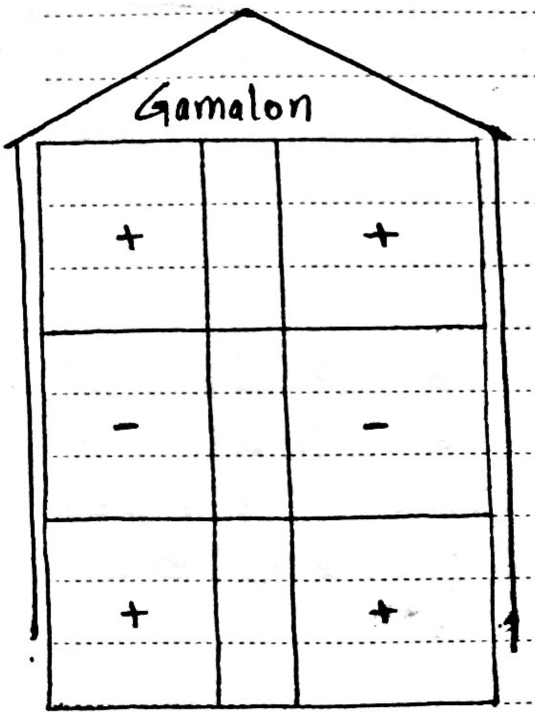
د- استخدام الابواب المغلقة.

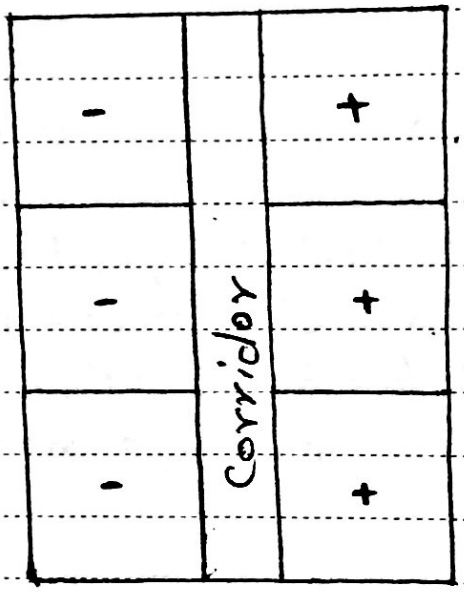
~~٣- تجميع مخلفات التبريد~~ : ~~Collection of~~

٣- تجميع عنابر التبريد : Collection of refrigerating rooms

عند تخطيط مخازن التبريد يجب تجميع العنابر السالبة معاً والموجبة معاً سواء كان التجميع في الاتجاه الرأسي او الافقي .
وعند تجميع العنابر يجب ان يأخذ في الاعتبار أبعاد العنابر السالبة عن الاسقف والحوائط الاكثر تعرضاً لاشعة الشمس .

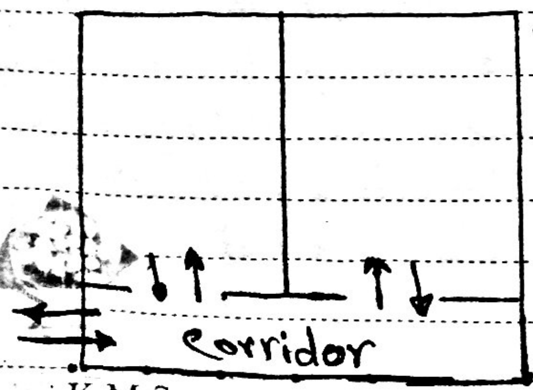
تجميع العنابر



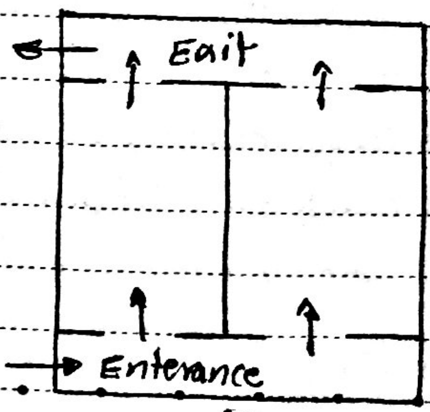


٤- تسهيل حركة المواد الغذائية simplification of product transportation

حركة المواد الغذائية في الشكل أ افضل من الشكل ب



(ب)



(أ)

لتنظيم حركة المواد الغذائية في حالة استخدام ممر واحد للسحب والشحن يجب ان يكون عرضه حوالي ٤ : ٥ متر.

٥- نظام التبريد Refrigerating system

عند تخطيط مخزن التبريد ، هل تستخدم وحدة تبريد منفصلة تخدم كل وحدة عنبر او تستخدم نظام مركزي مشترك له يخدم الكل ويتم استخدام غرفة ماكينات ، في النظام الثاني يتم استخدام وحدات منفصلة لتشغيل العنابر عند تخزينها بالمواد الغذائية فقط وبذلك نخفض استهلاك الطاقة.

٦- احتياطات الأمن. Safety precautions

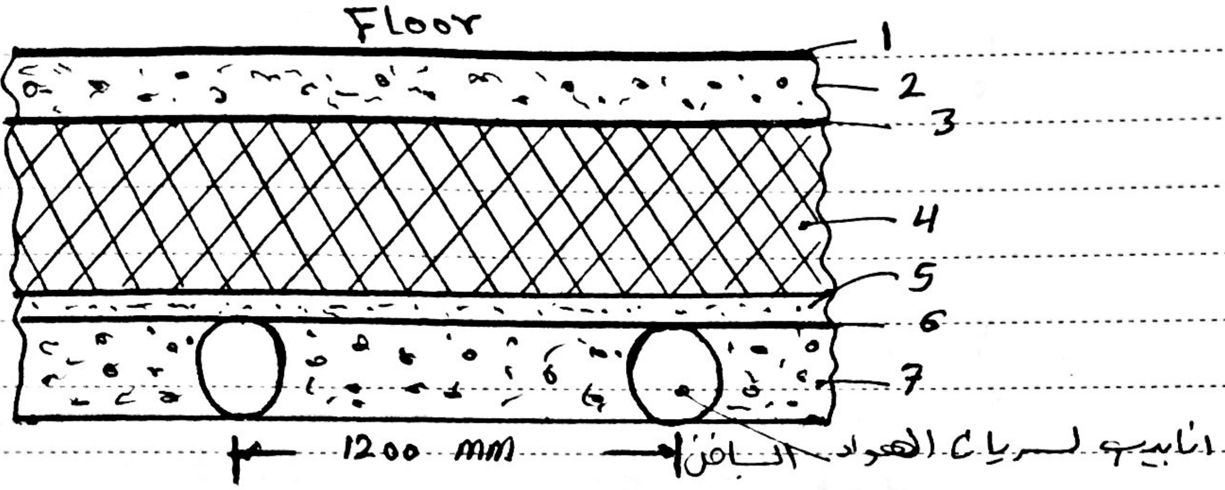
احتياطات الأمن تتمثل في التخلص من الموانع الضارة ، المحافظة على الحوائط والابواب من تصادم الاوناش ، المحافظة على العنابر من الانهيار نتيجة فرق الضغط داخل وخارج العنبر وذلك بتركيب وحدة تساوي ضغط الهواء pressure equalizer في الحوائط المطلة على الممرات.

٧- تدفئة التربة اسفل عنابر التجميد.
Warming of soil below freezing rooms

تسرب الحرارة من التربة (١٠ م) الى عنابر التجميد (حوالي -٢٠ م) سوف يؤدي الى تجمد المياه في التربة اسفل عنبر التجميد ، وتمدد التربة في الاتجاه الرأسي وتلف ارضية العنابر. لذا يجب رفع ارضية العنبر حوالي ١,٢ متر عن منسوب ارض الشارع وتدفئة التربة اسفل عنابر التجميد خاصة في الجزء المتوسط من عنابر التجميد بمعدل تقريبي ٥ وات لكل متر مربع من مساحة الارضية.

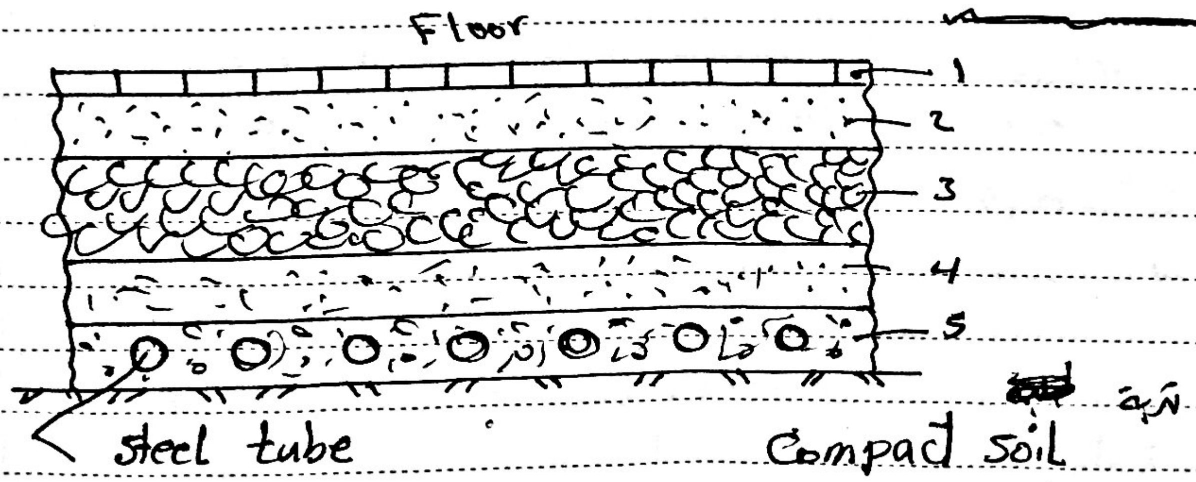
وهناك ثلاث طرق للتدفئة.

اولاً : تدفئة بالهواء :



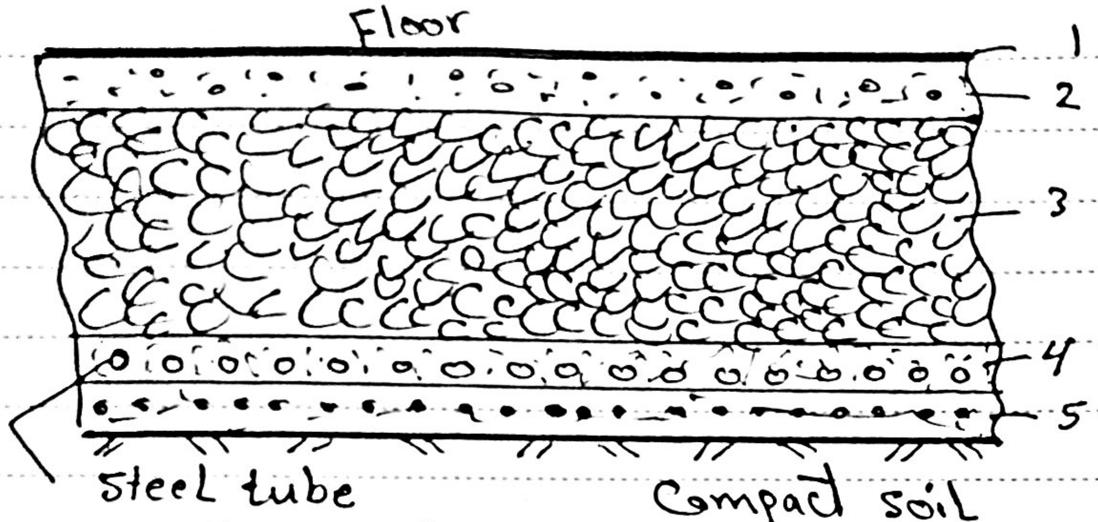
1- 40 mm asphalt خرسانة عادية
2 - 120 mm plain Concrete
3 - vapor insulation
4 - 400 mm insulation
5 - 50 mm sand رمل
6 - vapor insulation
7 - 400 mm concrete layer

ثانياً : تدفئة بالماء :



1- 120 mm plain Concrete
2- sand رمل
3 - Compact ~~gravel~~ gravel حصى مدمج
4- soil filling تربة ردم
5 - 100 mm reinforced concrete layer with embeded tube
خرسانة مسلحة

ثالثاً : تدفئة كهربائية :



o = 12 mm , s = 500 mm

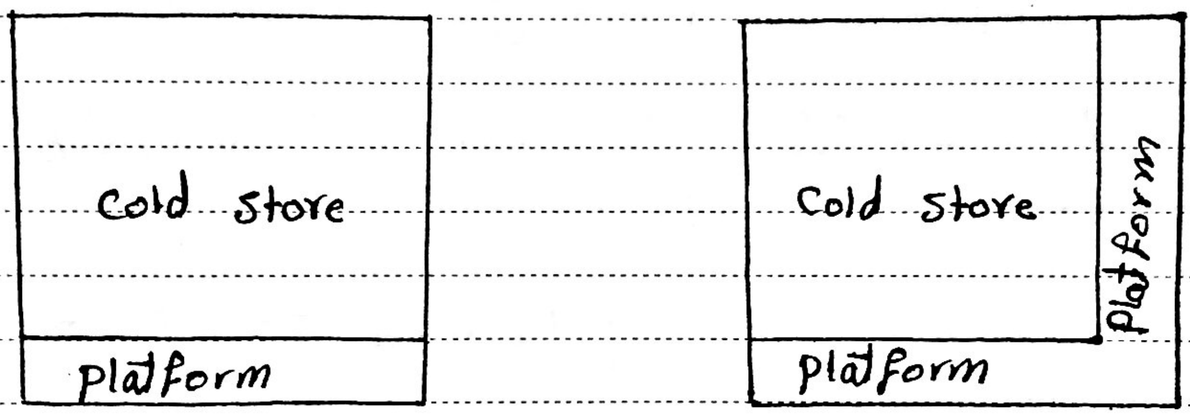
1- 40 mm asphalt
2- 120 mm concrete
3 - 600 mm gravel (حصى)
4 - 50 mm concrete
5- 50 mm reinforced concrete with embeded tube

الأبعاد المفضلة لطبقة التدفئة : مواصفات طبقة التدفئة .

المواسير ، الأنابيب ، القضبان			سمك الطبقة δ mm
البعد بين المحاور s (mm)	القطر d mm	المادة	
			أ. تدفئة هواء
500	100	PVC	١٠٠ — ٥٠٠
1000 , 1500	200 , 250	Ceramic	
1500 , 2000	100 , 200 , 250	Concrete	
			ب. تدفئة مياه
700 , 900	30 , 40	PVC Steel	١٢٥ — ٥٠٠
			ج. تدفئة كهربية
300 , 700	10 — 18	Steel	٥٠ — ١٠٠

١٠، أرصفة الشحن والسحب : Charging and withdrawal platform

يلحق بكل مخازن تبريد رصيف او رصيفين للسيارات حسب سعة التخزين.
المخازن التي سعتها اقل من ٦٠٠ طن تستخدم رصيف واحد
المخازن التي سعتها اكبر من ٦٠٠ طن تستخدم رصيفين.
ويكون عرض الرصيف ٦ متر للسيارات ، ١٫٥ متر للعقارات.



• عند تصميم أرصفة مخازن التبريد والتجميد نفرض تساوي معدلات السحب والشحن. ولحساب عدد السيارات اللازمة للسحب والشحن

$$n = \left[m \left(\frac{\tau}{H}\right) \left(\frac{1}{C_T \cdot \eta_T \cdot T_R}\right) \right]$$

حيث :
n – عدد السيارات
m – كتلة المواد الغذائية المشحونة والمسحوبة في اليوم
H – عدد ساعات التشغيل في اليوم
τ – الفترة الزمنية اللازمة لشحن او تفريغ السيارة الواحدة وتتراوح ما بين $\frac{1}{2}$ الى $\frac{3}{4}$ ساعة
C_T – سعة تحميل السيارة (٣ طن)
η_T – معامل تحميل السيارة (٠٫٥ – ٠٫٨)
T_R – معامل استخدام السيارات ويعبر عن نسبة عدد السيارات الفعالة الى عدد السيارات الكلي (٠٫٦ – ١)

Page :
Date :

To determine the length of platform.

m – rate of the product movement per a shift
C_T – truck capacity
η_T – truck use factor
τ – period of truck loading or unloading

T_R – operating truck to total

n – Total number of truck . عدد الكلي للسيارات

- To determine the length of platform L
كاله طول رصيف السيارات .

$$L \cong [(n \cdot T_R) \cdot (W + 1)]$$

W – width of truck عرض السيارة
$W = 3 : 4 \ m$
١ ← المسافة بين كل سيارتين ١ متر .

• المصاعد : Lifts

تجهز مخازن التبريد والتجميد متعددة الطوابق بعدد من المصاعد وتكون حمولة المصاعد ٣ ، ٤ طن وتكون داخل او خارج مخازن التبريد

ملحوظة.

١- يجب وضع المصاعد في غرف مستقلة
٢- احاطة باب المصعد بسخان كهربي لمنع تكون كتل الماء ثلجية
٣- تركيب ستائر هوائية بين عنابر التبريد والمصاعد (على باب المصعد)

• عدد المصاعد Number of Lifts

$$n = \left[m \left(\frac{\tau}{H} \right) \left(\frac{1}{C_L \eta_L} \right) \right]$$

n - عدد المصاعد number of lift

H - عدد ساعات التشغيل في اليوم 8 hr

τ - الفترة الدورية لدورة المصعد ($\frac{1}{4}$ ساعة) cycle operating period

C_L - معدل تحميل المصعد (٣ - ٤ طن) Lift capacity

η_L - معامل تحميل المصعد (٠.٧ - ٠.٨) use factor

m - كتلة المواد الغذائية التي يتم نقلها في اليوم الواحد

daily loading rate % cold store capacity

• البالتات : Ballets

تكون ابعاد البالتات احياناً (٨٥ × ١٠٠ × ١٢٠) سم او (١٠٠٠ × ١٠٠٠ × ١٢٠٠) مم
(طول × عرض × ارتفاع)

وحمولة البالة في حدود ٣٠٠ : ٥٠٠ كيلوجرام.

• الاوناش "Forklifts"

يجهز كل مخزن تبريد بعدد من الاوناش تدار بالبطاريات لنقل المواد الغذائية

• لتحديد عدد الاوناش.

$$N = \left[m \left(\frac{\tau}{H}\right) \cdot \left(\frac{1}{C_F \cdot \eta_F}\right) \right]$$

N — عدد الاوناش Number of forklift

m — كتلة المواد الغذائية التي تنقلها الاوناش في اليوم

daily loading rate = % cold store capacity

τ — دورة تشغيل الونش ($\frac{1}{4}$ ساعة) cycle operating period

H عدد ساعات التشغيل في اليوم.

C_F — معدل تحميل الونش ويتراوح بين (٠,٥ — ٢ طن)

forlift capacity

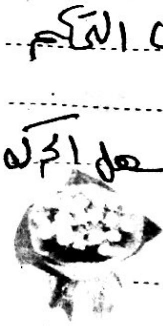
η_F — معامل استخدام الاوناش ويتراوح بين (٠,٥ — ٠,٧٥)

forklift use factor

• غرف الماكينات Machine room

مخازن التبريد المجهزة بوحدة تبريد مركزية لخدمة كل العنابر يلزم لها غرفة ماكينات. يكون ارتفاعها ٤,٢ متر وعرضها يصل الى ١٢ متر درجة الحرارة بها في حدود ١٥°م الى ٣٠°م

• تحتوي على الضواغط والمكثفات والمضخات و دواليب التحكم وعادة توضع ابراج التبريد خارج غرفة الماكينات وتكون المسافة بين كل المعدات في حدود ١,٥ متر حتى يسهل الحركة.



EX: A cold store of 3000 tons storage capacity consists of 6 identical rooms. If the loading rate is 2 ton/m^2 floor area and $\frac{1}{3}$ ton/m^3 cold store volume.

Determine the main dimensional of cold store.

If the centeral distance between columns is a multiple of 6 m

Find the length and width of each room and floor use factor, assume corridor width 6 m.

Sketch the side view of cold store, showing the arrangement used to protect the cold store from sun rays.

Sketch the layout of the cold store, showing the rooms, corridor, platform, and service area.

مخزن تبريد سعته ٣٠٠٠ طن يتكون من ست عنابر متماثلة. اذا كان معدل التحميل السطحي ٢ طن/متر٢ ومعدل التحميل الحجمي ⅓ طن/متر٣ من حجم المخزن.
اذا كانت المسافة بين الاعمدة ٦ متر او مضاعفاتها وعرض الممر ٦ متر.

- عين طول وعرض كل عنبر ومعامل استخدام الارض.
- ارسم مسقط جانبي للمخزن التبريد مبيناً التجهيزات المستخدمة لحماية المخزن من اشعة الشمس.
- ارسم مسقط للمخزن التبريد مبيناً الغرف، الممر، الرصيف، ومساحة الخدمات

Solution

$\because m = 3000$ ton , $C_A = 2$ ton/m^2

$\because m = C_A * A_p$ $\therefore 3000 = 2 * A_p$

$\therefore A_p = 1500\ m^2$ مساحة الارضية التي تشغلها المادة

∵ عدد العنابر 6

لكل عنبر من العنابر الستة مساحة.

$$A_p / room = \frac{1500}{6} = 250 \ m^2$$

. نفرض عرض العنبر ١٢ متر وطوله ٢٤ متر

∴ معامل استخدام الارض للعنبر هو η_A

$$\eta_A = \frac{250}{12 * 24} = 0.868$$

∴ معامل استخدام الارض للمخزن هو η_A

$$\eta_A = \frac{1500}{[(12*24)*6 + (24*3)*6]} = 0.806$$

∴ طول المخزن $L = (24*3) = 72 \ m$

عرض المخزن $W = (12*2) + 6 = 30 \ m$

$\because \ C_v = \frac{1}{3} \ tan/m^3 , \quad C_A = 2 \ tan/m^2$

$\because \ C_A = C_v * H_p \quad \therefore \ 2 = \frac{1}{3} * H_p$

$\therefore \ H_p = 6 \ m$ ارتفاع المواد الغذائية

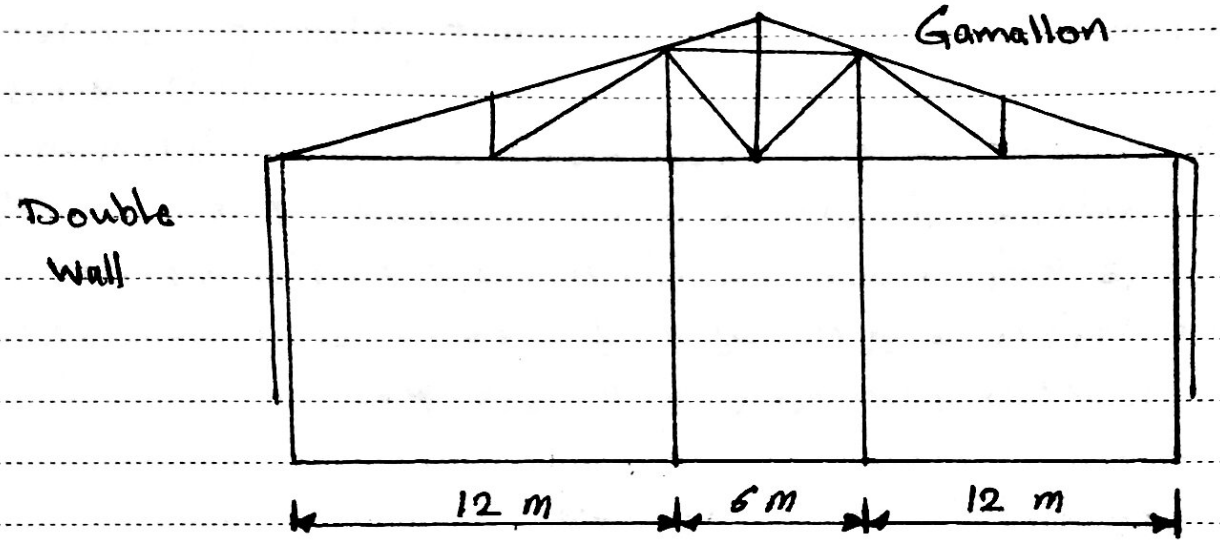
ونفرض المسافة بين السقف و المواد ١ متر

$\therefore \ H = H_p + 1 = 7 \ m$

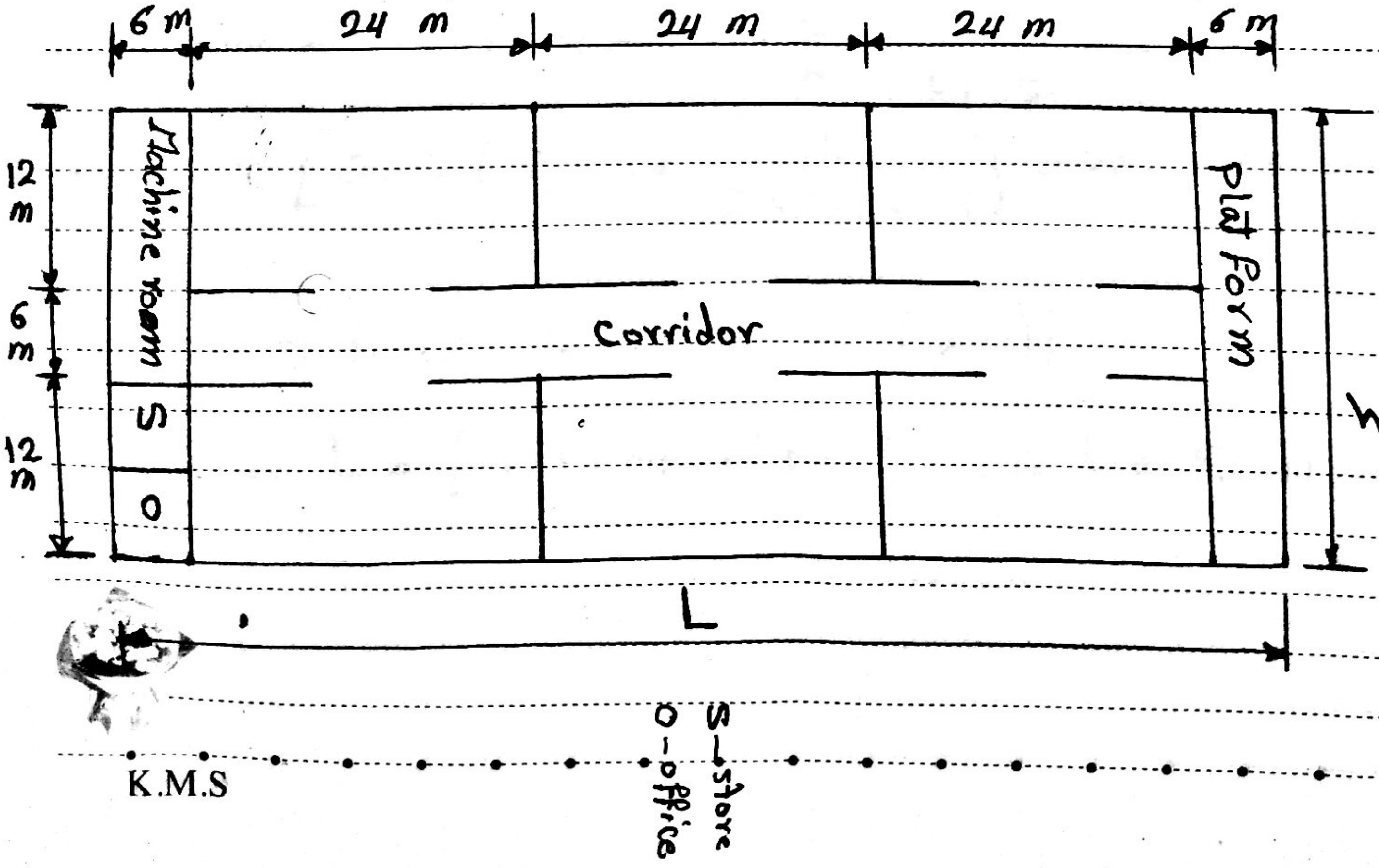
∴ ارتفاع المخزن $H = 7 \ m$

• لحماية المخزن من اشعة الشمس، يتم تغطية السقف بجمالون من الالمونيوم وتغطية الحوائط بالمونيوم مضلع. يترك فراغ بين الحوائط والمخزن لسريان الهواء الحر.

مسقط رأسي للعنبر.



• مسقط افقي للمخزن.



Ex: A cold store of 10000 tan capacity equipped with one platform. Determine the platform length, if rate of product movement per a shift of 8 hr, is 6% of the cold store capacity, truck capacity 3 ton, truck use factor 0.6, period for truck loading or unloading $\frac{1}{2}$ h ratio of operating truck to the total 0.8 and width of truck 3 m.

مخزن تبريد سعة ١٠٠٠٠ طن مجهز برصيف واحد. عين طول الرصيف
اذا كان معدل المواد المنقولة في وردية ٨ ساعات ٦% من سعة المخزن
سعة السيارة ٣ طن، معامل استخدام السيارة ٠٫٦ الفترة الزمنية
اللازمة لشحن او تفريغ السيارة ½ ساعة، نسبة السيارات الفعالة
الى عدد السيارات الكلية ٠٫٨ وعرض السيارة ٣ متر.

solution

$H = 8\ hr$, $\tau = 0.5\ h$, $C_T = 3\ Ton$, $\eta_T = 0.6$, $T_R = 0.8$

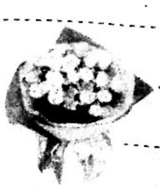
$W = 3\ m$, $m = 0.06 * 10000 = 600\ Ton$

• number of truck $n = \left[m \left(\frac{\tau}{H}\right) * \frac{1}{C_T \cdot \eta_T \cdot T_R} \right]$

$\therefore n = \left[600 * \left(\frac{0.5}{8}\right) * \frac{1}{3 * 0.6 * 0.8} \right] = 26$ العدد الكلي للسيارات

• Length of truck $L = \left[(n \cdot T_R) \cdot (W+1) \right]$

$\therefore L = \left[(26 * 0.8) \cdot (3+1) \right]$ $\therefore L \cong 83\ m$



Date :

CH 2. Thermal insulating material
المواد العازلة للحرارة .

• الهدف الاساسي للعوازل الحرارية هو خفض معدلات تسرب الحرارة وذلك للحفاظ على درجة حرارة ثابتة داخل مخازن التبريد وخفض القدرة اللازمة لوحدات التبريد .

* خواص المواد العازلة للحرارة :
properties of thermal insulating materials .

1. خواص متعلقة بالصحة العامة Safe and health properties

يجب ان تكون المواد العازلة للحرارة نافرة للحشرات ، خالية من الاتربة ، مقاومة لامتصاص الروائح والاحتفاظ بها ومقاومة للحرائق .

2. خواص متعلقة بالرطوبة " Humidity properties "

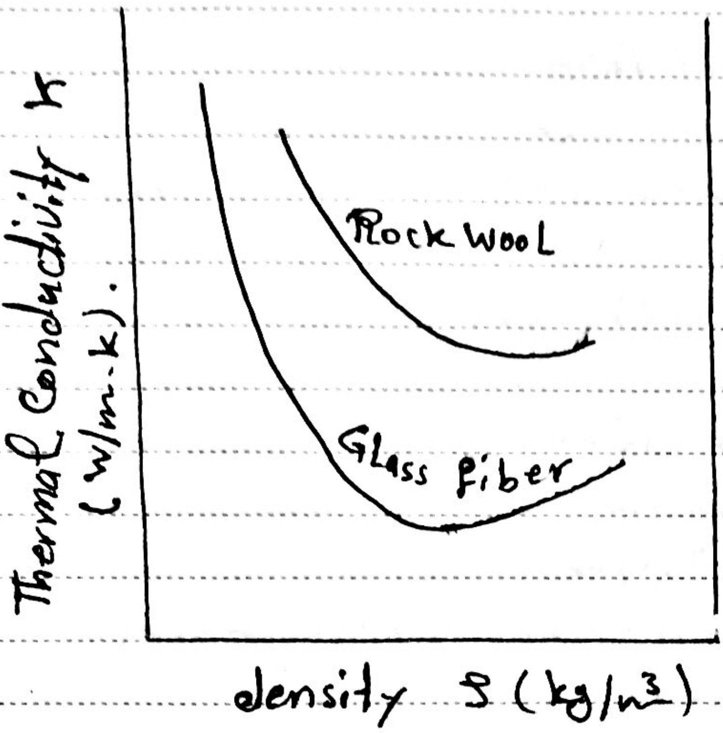
يؤدي امتصاص المواد العازلة للحرارة لبخار ماء ، تكثفه وتجمعه داخل المواد العازلة الى زيادة حجمها بنسبة 10 % وزيادة معامل التوصيل الحراري لها . لذا يجب ان تكون خاصية الامتصاص (Absorption) ، الامتزاز (Adsorption) ، والخاصية الشعرية (Capillarity) للمواد العازلة صغيرة جداً .

3. خواص ميكانيكية Mechanical properties.

من اهم الخواص الميكانيكية للمواد العازلة هي المرونة سهولة تشكيلها والصلابة لاستخدامها كعناصر حاملة في هيئة فواصل . وتتوقف صلابة المادة العازلة على كثافتها وهي لا تقل عن $20\ KN/m^3$.

٤- خواص حرارية   Thermal properties

اهم الخواص الحرارية للمواد العازلة للحرارة هي: معامل التوصيل الحراري (K) والكثافة (ρ) .



• نلاحظ انه مع زيادة الكثافة يقل معامل التوصيل الحراري لقيمة صغيرة ثم يزيد بعد ذلك

• تتوقف قيمة معامل التوصيل الحراري على حجم الفراغات بين الالياف أو الشبكات او الحبيبات وتكون لها قيمة صغيرة جداً عند قيمة معينة للكثافة.

• وتنتقل الحرارة بالاشعاع والتوصيل للفراغات الصغيرة وبالحمل والاشعاع للفراغات الكبيرة.

• للمواد العازلة الشبكية مثل البوليسترين (polystrene) والبولي يوريثان (polyurethane) يقل معامل التوصيل الحراري لها مع خفض حجم الشبكة.

- تصنيف المواد العازلة للحرارة

Classification of thermal insulating material.

أ- انتقال الحرارة   Heat transfer

١- مواد موصلة للحرارة مثل الخرسانة ، الخشب ، البوليستيرين ، ومعظم المواد العازلة للحرارة.

٢- مواد عاكسة للحرارة مثل رقائق الالمونيوم.

ب- أصل المادة :   Material origin

١- حيوانات مثل شعر الماشية وصوف الغنم

٢- معادن مثل الصوف الزجاجي ، رقائق الالمونيوم ، الاسبستوس.

٣- صناعي مثل البوليستيرين والبولي إريثان

٤- خضراوات مثل ~~القش~~ الريش والقطن والفلين.

ج- شكل المادة   Material structure

١- مواد حشو سائبة   Loose fill

- وهي عبارة عن مساحيق او حبيبات تستخدم لملء الفراغات بين الاسطح مثل الصوف الزجاجي والفلين الحبيبي.

٢- مواد تتشكل في المكان   Formed in place.

وهي عبارة عن مواد كيميائية سائلة ~~[illegible]~~ يتم صبها لتشكيل عازل رغوي صلب او نصف صلب مثل البولي إريثان.

Page :
Date :

٣- مواد مرنة. Flexible
هي عبارة عن مواد مرنة على هيئة لفائف او ألواح من مواد عضوية او غير عضوية مواد بدون رقائق رانتجية مثل الواح الصوف المعدني.

٤- مواد صلبة. Rigid
وهي عبارة عن ألواح ، أنصاف مواسير ، كتل او اشكال معينة حسب الحاجة من الفلين او البوليسترين.

د. طبيعة المادة Material nature

١- مواد عضوية يدخل في تركيبها الكربون مثل الفلين
٢- مواد غير عضوية مثل الصوف الزجاجي.

هـ. مدى درجات الحرارة. Temperature range

- مواد عازلة لدرجات الحرارة المنخفضة -٤٠°م الى -٨٠°م .
- مواد عازلة لدرجات الحرارة العالية ٨٠°م الى ١٠٠٠°م

و- قيم الخواص الحرارية. Value of thermal properties

١- مواد عازلة عالية التأثير High effective
$\rho = 15 - 100\ kg/m^3$ ، $K = 0.02 - 0.05\ W/m.k$
وهي:
- مواد عضوية طبيعية مثل النباتات البحرية
- مواد عضوية صناعية مثل رغاوي البلاستيك Plastic foam
- مواد غير عضوية مثل الصوف الزجاجي و رقائق الالمونيوم.
- مواد غير مكبوسة مثل رغاوي البوليستيرين.
- مواد مكبوسة عند ضغط عالي $(1 - 2\ kN/cm^2)$ ودرجة حرارة

عالية (150 - 175 °C) مثل البولي ايثان
تستعمل المواد العازلة عالية التأثير لعزل الثلاجات المنزلية والثلاجات المتحركة ، والتي تتطلب خفة الوزن .

٢- مواد عازلة مؤثرة Effective

$\rho = 100 - 350 \ kg/m^3$ ، $k = 0.05 - 0.08 \ W/m.°C$

مثل :

- مواد ~~طبيعية~~ عضوية طبيعية مثل الفلين
- مواد غير عضوية مثل الصوف الزجاجي والصوف المعدني .

تستخدم المواد العازلة المؤثرة لعزل مخازن التبريد ، مواسير وأجهزة التبريد

٣- مواد عازلة متوسطة التأثير Medium effective

$\rho = 350 - 600 \ kg/m^3$ ، $k = 0.08 - 0.18 \ W/m.°C$

مثل ، غازات الخرسانة وتستخدم لعزل المباني .

٤- مواد عازلة منخفضة التأثير Low effective

$\rho = 600 - 1000 \ kg/m^3$ ، $k = 0.18 - 0.35 \ W/m.°C$

أمثلة :

- مواد عضوية طبيعية مثل الخشب
- مواد غير عضوية صناعية مثل الخرسانة
- مواد غير عضوية طبيعية مثل الطوب

وتستخدم المواد العازلة منخفضة التأثير لعزل ثلاجات الجزارة ، ~~ودواليب~~ دواليب الحلاقة التجارية ومخازن الثلج

• المواد العازلة للحرارة المستخدمة.
Used thermal insulating materials.

تصنف المواد العازلة للحرارة الى مجموعتين

١- مواد متكورة Agglomerated materials.

امثله لذلك.
- الفلين كعازل قياسي ومفضل لعزل الارضية وخازنات التجميد.
- البوليسترين الممدد والذي يستخدم منذ عام ١٩٥٤ لعزل عنابر التبريد والتجميد ويصنف البوليسترين الممدد الى طبقات.
• طبقة - ٢ لدرجات الحرارة فوق -5 C̊
• طبقة - ٣ لدرجات الحرارة من -25 C̊ : -5 C̊
• طبقة - ٤ لدرجات الحرارة -40 C̊ : -25 C̊

٢- مواد رغوية Foam materials

امثلة لذلك.
- يونيمات unimate وهو احد انواع البوليستيرين المصنع بطريقة اللحام الحراري الانضغاطي. خواص اليونيمات افضل من البوليستيرين الممدد.

- ستيروفوم " styro foam " وله نفس التركيب الكيماوي للبوليستيرين ويستخدم لعزل الارضية والحوائط لخواصه الميكانيكية الممتازة.

- بولي ايريثان polyuerethane وهو ينتج من التفاعل الكيماوي بين Polyol و polycanate و مادة رغوية مثل فريون -11 او فريون -12 ومواد مانعه للحرائق. ويعمل صغر معامل التوصيل الحراري للبولي ايريثان على استخدام سمك صغير للعوازل الحرارية ويتم استخدام البولي ايريثان

للعزل في المواضع وذلك بالرش بواسطة الرشاش .

- زجاج رغوي Glass foam . وهو عبارة عن زجاج شبكي غير عضوي له احسن الخواص للمواد العازلة ويمكن استخدامه لعزل الحوائط بدون مياه .

- والجدول يوضح اهم الخواص للمواد العازلة .

مادة العزل	الكثافة kg/m^3	معامل الموصلية $W/m.°C$	قوة الانضغاط kg/cm^2	مقاومة ~~عامل~~ انتشار بخار الماء	معامل التمدد الطولي $cm/cm.°C$	مدى درجات الحرارة $°C$
الفلين	١٠٠ - ١٢٠	٠,٠٤١	١	متوسط	٦×١٠^{٥}	-١٠٠ - ١٠٠
بوليسترين	١٥ - ٢٥	٠,٠٣٣	٠,٢ - ٠,٥	جيد	٨×١٠^{٥}	-٦٠ - ٤٠
ستيروفوم	٣٠	٠,٠٣٥	١	جيد	٧×١٠^{٥}	-٦٠ - ٤٠
بولي إريثان	٤٠ - ٥٠	٠,٠٢٣	~~[illegible]~~ ٠,٤ - ٠,٦	جيد	٨×١٠^{٥}	-١٠٠ - ١٦٠
زجاج رغوي	١١٤	٠,٠٥٤	٣	جيد جداً	$٨,٣ \times ١٠^{٥}$	-٤٠٠ - ٢٠٠

• السمك الأمثل للعازل الحراري.

optimum thickness of thermal insulation.

• يتوقف السمك الأمثل للعازل الحراري على عدة عوامل أهمها:
الثمن الأساسي لمادة العازل وتكلفة الطاقة اللازمة لإدارة وحدة التبريد.

• وتشمل تكلفة العازل على الثمن الأساسي لمادة العازل مضافاً إليه تكلفة التركيب.

• التكلفة السنوية لمادة العازل. C_I

C_I insulation cost per year.

$$C_I = \left\{ F_I \left[\Sigma (A \delta) \right] \frac{P_I}{Z} \right\}$$

F_I ـ معامل يأخذ في الاعتبار تكلفة التركيب، الصيانة والاستهلاك والأرباح ويتراوح من 1.5 ـ 2

P_I ـ تكلفة العازل LE/m^3 Insulation cost.

Z ـ العمر الافتراضي للعازل. ويتراوح من 10 → 20 year.
Insulation life year

A ـ مساحة مقطع العازل m^2 Cross section area of insulation

δ ـ thickness of insulation m

• تكلفة الطاقة اللازمة لوحدة التبريد C_E Energy cost per year

تكلفة الطاقة اللازمة لوحدة التبريد تشمل تكلفة انتقال الحرارة (تشغيل وحدة التبريد مثل الطاقة الكهربية، مياه التبريد، والصيانة استهلاك وحدة التبريد، ربح رأس المال).

$$C_E = F_E \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \left(\frac{\delta}{K}\right)_I + \Sigma R\right)} \right] * \left[\frac{A\,(T_o - T_r)\, H\, P_E}{COP_a} \right]$$

LE/year

F_E → معامل يأخذ في الاعتبار تكلفة التشغيل والصيانة والاستهلاك

h_o, h_i → معامل انتقال الحرارة للوسط الداخلي والخارجية لجدران التبريد على التوالي

$W/m^2.°C$

δ → سمك المادة العازلة . m

K → معامل التوصيل الحراري للمادة العازلة $W/m.°C$

ΣR → المجموع الجبري للمقاومات الحرارية لمواد بناء الحوائط والسقف والأرضية

$m^2.°C/W$

Thermal resistance of material other than insulation

T_o → outside air temperature (K)

T_r → room air temperature (K)

A → cross section area m^2

H → Working hours per year عدد ساعات التشغيل في السنة

P_E → refrigration cost ~~per~~ LE / KW.h

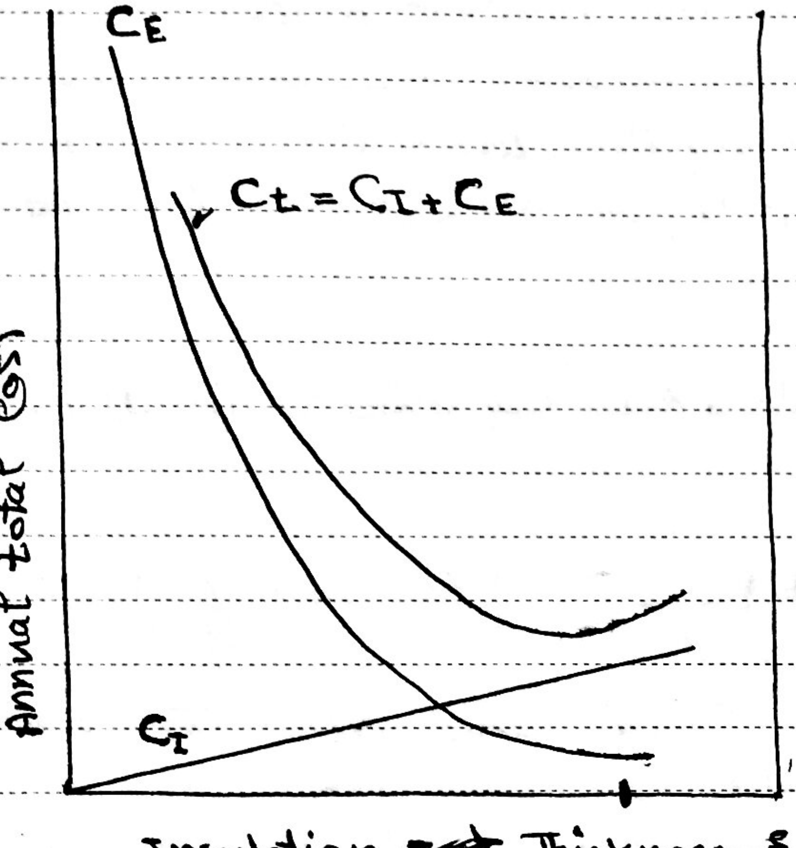
KW = 1000 W , Tan refrigration TR = 3.5 KW

COP_a → actual cofficient of performance =

70% carnot coffiecient of performance

$$COP_a = 0.7\ COP_c \quad , \quad COP_c = \frac{T_r}{T_o - T_r}$$

Total cost $C_t = C_I + C_E$



- نلاحظ انه بزيادة سمك العازل تقل التكلفة الكلية الى حد معين ثم تزيد مرة اخرى.
- عندما تنخفض التكلفة الكلية الى اقل قيمة لها فان السمك الناتج لذلك هو السمك الافضل.

optimum thickness of insulation

optimum thickness of insulation يتم الحصول عليه عن طريق المعادلة الاتية

$$\frac{\partial}{\partial \delta}(C_I + C_E) = 0.0$$

- سمك العازل الحراري المانع لتكثف بخار الماء.

Thermal insulation thickness preventing water vapor condensation
condensation

- عادة يتكثف بخار الماء على السطح الخارجي للعازل الحراري وذلك عندما تكون درجة حرارة السطح اقل من درجة حرارة نقطة الندى للهواء الخارجي المحيط بالسطح.

- يمكن تعيين سمك العازل الحراري الذي يمنع تكثف بخار الماء على الاسطح المستوية من المعادلة.

$$q = \left[\frac{1}{R_o} (t_o - t) \right] = \left[\frac{1}{\Sigma R} (t_o - t_I) \right]$$

q = heat losses rate W/m^2 معدل انتقال الحرارة

t_o , t_I درجة الحرارة داخل وخارج حيز التبريد °C

t = درجة حرارة السطح = درجة حرارة نقطة الندى للهواء الخارجي ويتم الحصول عليها من الخريطة السيكرومترية بمعلومية

dry bulb temperature t_o , humidity ratio % RH

R_o = مقاومة السطح الخارجي $R_o = \frac{1}{h_o}$ $(m^2 \cdot °C/W)$

ΣR = المجموع الجبري للمقاومات الحرارية لحائط حيز التبريد

$$\Sigma R = \left[\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \Sigma \frac{\delta}{k} + \left(\frac{\delta}{k} \right)_I \right]$$

h_o , h_i = معامل انتقال الحرارة للاسطح الداخلية والخارجية لحيز التبريد $W/m^2 \cdot °C$

$\left(\frac{\delta}{k} \right)_I$ = مقاومة العازل الحراري $m^2 \cdot °C/W$

δ = سمك العازل ، k = معامل التوصيل الحراري للعازل.

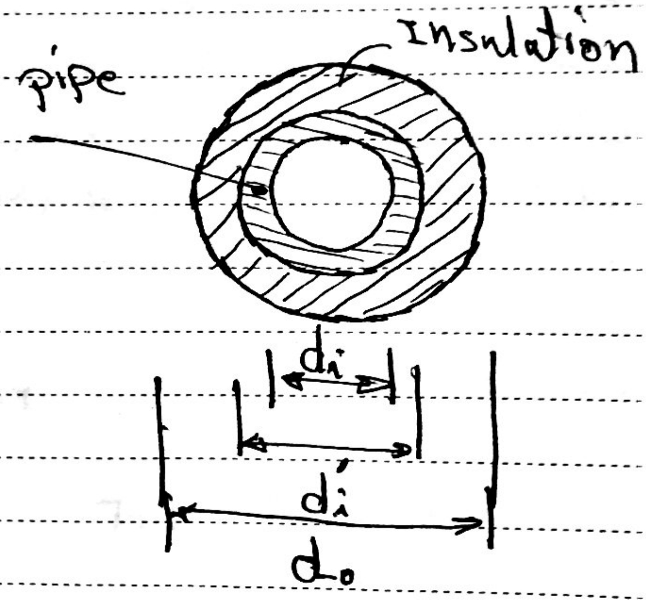
$\Sigma \left(\frac{\delta}{k} \right)$ = مجموع مقاومات مكونات حائط العزل $(m^2 \cdot °C/W)$

• سمك العازل الذي يمنع تكثف بخار الماء على السطح الخارجي للمواسير

$$q = (\pi d_o)\, h_o\, (t_o - t)$$

$$= \left[\frac{(t_o - t_i)}{\frac{1}{\pi d_o h_o} + \frac{1}{\pi d_i h_i} + \sum \frac{1}{2\pi K} \ln\left(\frac{d_{o,i}}{d_{i,i}}\right)} \right]$$

في حالة استخدام ماسورة طبقة واحدة وطبقة عازل عليها .



$$q = (\pi d_o)\, h_o\, (t_o - t) =$$

$$= \left[\frac{(t_o - t_i)}{\frac{1}{\pi d_o h_o} + \frac{1}{\pi d_i h_i} + \frac{1}{2\pi K_p} \ln\left(\frac{d_i'}{d_i}\right) + \frac{1}{2\pi K_I} \ln\left(\frac{d_o}{d_i'}\right)} \right]$$

(W/m) .

Insulation thickness $\delta = \frac{1}{2}(d_o - d_i')$.

Example: 1. Select the optimum thickness of insulation for a refrigerated room, if the following conditions are applied: room air temperature $-25\,°C$, outside air temperature $35\,°C$, working hours per year 6000, refrigration cost per ton of refrigration hours 25 P.T./ton.h, insulation cost 200 LE/m^3, Insulation thermal conductivity 0.02 W/m.°C, insulation life 10 years thermal resistance of material other than insulation 0.3 $m^2.°C/W$.

اختار سمك العازل الأمثل لعزل عنبر تبريد، إذا أعطيت البيانات الآتية: درجة حرارة هواء الغرفة -٢٥°م، درجة حرارة الهواء الخارجي ٣٥°م، عدد الساعات التشغيلية ٦٠٠٠ سنوياً، تكلفة التبريد لكل طن تبريد ٢٥ قرش/ساعة، تكلفة العزل ٢٠٠ جنيه/متر مكعب، معامل التوصيل الحراري للعازل ٠٫٠٢ وات/متر.م، عمر العزل ١٠ سنوات، المقاومة الحرارية للمواد غير العزل الحراري ٠٫٣ متر مربع م/وات.

solution

• Insulation cost per year C_I

$$C_I = \left\{ F_I \left[\Sigma(\delta A) \right] \frac{P_I}{Z} \right\} \qquad \text{Take } F_I = 1.5$$

$$\therefore C_I = 1.5 * \delta . \Sigma A * \frac{200}{10} = 30\, \delta \Sigma A \quad LE/year$$

$$\therefore COP_c = \frac{T_r}{T_o - T_r} = \frac{-25 + 273}{35 + 25} = 4.13$$

$$\therefore COP_a = 0.7\, COP_c = 2.89$$

• Energy cost per year C_E

$$C_E = F_E \left[\frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \left(\frac{\delta}{k}\right)_I + \Sigma R} \right] * \left[\frac{\Sigma A\,(T_o - T_r)\, H\, P_E}{COP_a} \right]$$

$\because F_E \cong 1$, neglected h_o, h_i , $K = 0.02 \ W/m.\overset{\circ}{C}$

$\Sigma R = 0.3 \ m^2.\overset{\circ}{C}/W$

$H = 6000 \ hr/year$

$P_E = 0.25 \ LE/ton.h$

$$\therefore C_E = \left(\frac{1}{0.3 + \frac{\delta}{0.02}} \right) * \left(\frac{\Sigma A \ (35+25) * 6000 * 0.25}{2.89 * 3.5 * 1000} \right)$$

$ton = 3.5 \ KW = 3.5 * 1000 \ W$

$$\therefore C_E = \frac{8.897 \cdot \Sigma A}{0.3 + \frac{\delta}{0.02}}$$

* Total cost $C_t = C_I + C_E$

$$C_t = 30 \cdot \delta \cdot \Sigma A + \frac{8.897 \cdot \Sigma A}{0.3 + \frac{\delta}{0.02}} \Rightarrow 8.897 \cdot \Sigma A \left(0.3 + \frac{\delta}{0.02}\right)^{-1}$$

$$\frac{d}{d\delta}(C_t) = 0.0$$

$$\therefore 30 \cdot \Sigma A + 8.897 \cdot \Sigma A * (-1) \left(0.3 + \frac{\delta}{0.02}\right)^{-2} \cdot \frac{1}{0.02}$$

$$\therefore 30 \cdot \Sigma A = \frac{8.897 \cdot \Sigma A}{0.02 \left(0.3 + \frac{\delta}{0.02}\right)^2}$$

$$\therefore \left(0.3 + \frac{\delta}{0.02}\right)^2 = \frac{8.897}{0.02 * 30}$$

$$\therefore \delta = 0.071 \ m \cong 71 \ mm$$



Ex: Freon-12 vapor at $-20\,°C$ flow inside a coupper tube of 25 mm diameter and 1 mm thickness. The tube is insulated with polysterene. If inside and outside film cofficient are 50 and 10 $W/m^2\,°C$ respectively. outside air condition: $30\,°C$ db, 40% RH. Thermal conductivity of polysterene and copper 0.04 and 380 $W/m\,°C$,
Find. the insulation thickness to prevent condensation of water vapor on the outside surface.

$t_i = -20\,°C$, $d_i' = 0.025\ m$, $d_i = 0.025 - (2 * 0.001) = 0.023\ m$
$h_i = 50\ W/m^2\,°C$, $h_o = 10\ W/m^2\,°C$, $t_o = 30\,°C$, $RH = 40\%$
$K_I = 0.04\ W/m\,°C$, $K_c = 380\ W/m\,°C$
Find: $\delta = ??$

Solution

$$\therefore q = (\pi d_o)\, h_o\, (t_o - t) = \frac{t_o - t_i}{\Sigma R}$$

$$\Sigma R = \frac{1}{\pi d_o h_o} + \frac{1}{\pi d_i h_i} + \frac{1}{2\pi K_c} \ln\left(\frac{d_i'}{d_i}\right) + \frac{1}{2\pi K_I} \ln\left(\frac{d_o}{d_i'}\right)$$

من ملحق ٤ حالة الهواء الخارجي عند $30\,°C$ db ، 40% RH
درجة حرارة نقطة الندى $t = 15\,°C$

$$\therefore \pi d_o * 10 * (30 - 15) = \frac{30 - (-20)}{\frac{1}{\pi d_o \times 10} + \frac{1}{0.023\pi * 50} + \frac{1}{2\pi * 380} \ln\left(\frac{0.025}{0.023}\right) + \frac{1}{2\pi * 0.04} \ln\left(\frac{d_o}{0.025}\right)}$$

$$\therefore 471.23\, d_o = \frac{50}{\frac{1}{31.4\, d_o} + 0.2767 + 3.49 \times 10^{-5} + 3.978 \ln\left(\frac{d_o}{0.025}\right)}$$

$\therefore 15 + 130.4\, d_o + 1874.55\, d_o \ln\left(\frac{d_o}{0.025}\right) = 50$

$\therefore 130.4\, d_o + 1874.55\, d_o \ln\left(\frac{d_o}{0.025}\right) = 35$

by using Trial and error

Take		RHS
$d_o = 0.028$	$\longrightarrow$	9.599
$d_o = 0.03$	$\longrightarrow$	14.165
$d_o = 0.034$	$\longrightarrow$	24.03
$d_o = 0.038$	$\longrightarrow$	34.78
d_o	$\longleftarrow$	35
$d_o = 0.039$	$\longrightarrow$	37.59

$$\frac{d_o - 0.038}{0.039 - 0.038} = \frac{35 - 34.78}{37.59 - 34.78}$$

$\therefore d_o = 0.03808\ m$

Insulation thickness $\delta = \frac{1}{2}(d_o - d_i)$

$$\therefore \delta = \frac{0.03808 - 0.025}{2}$$

$\therefore \delta = 6.54 \times 10^{-3}\ m \cong 6.54\ mm$

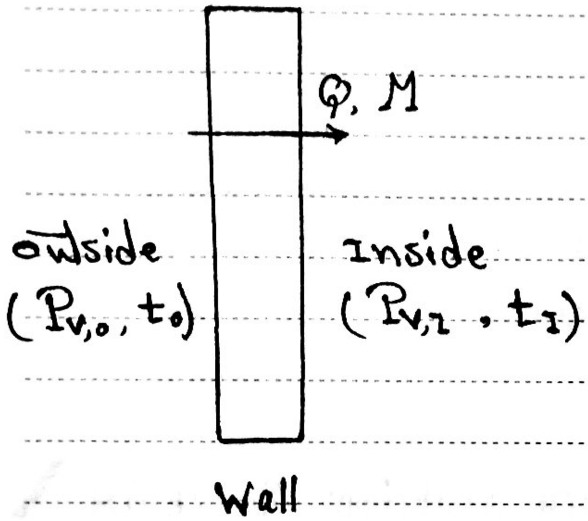
Page :
Date :

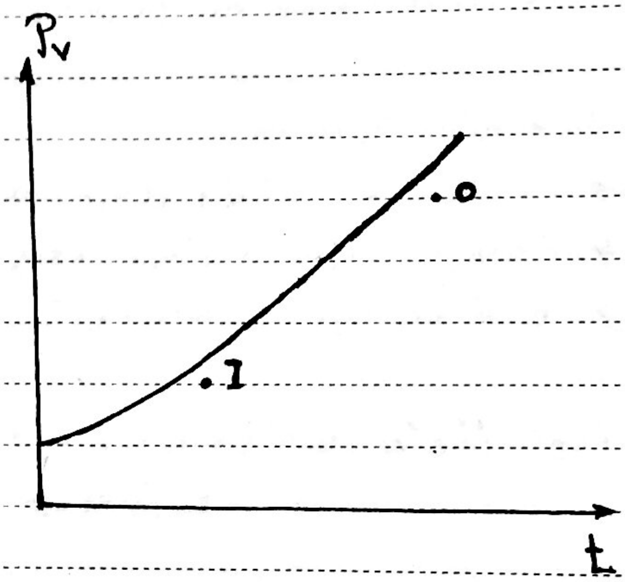
Chapter (3)

المواد العازلة للرطوبة.

Moisture insulating materials.

• المواد العازلة للرطوبة هي مواد بيتومينية. تعمل على خفض معدل تسرب بخار الماء ومنع ترطيب الحوائط الخارجية.





نلاحظ ان ضواغط الهواء الخارجي اكبر من نظيرتها للهواء الداخلي مثال ثبات الحرارة وبخار الماء المتواجد في الهواء الجوي سوف يتسرب باستمرار من خلال الحائط من الهواء الخارجي الى الهواء الداخلي.

* خواص المواد العازلة للرطوبة — properties of vapor insulating materials.

يمكن تصنيف المواد العازلة للرطوبة الى.

أ- عوائق إنشائية : وهي عبارة عن ألواح من الصلب (الالومنيوم او البلاستك المقوى).

ب- عوائق غشائية: وهي عبارة عن رقائق معدنية من الالمنيوم ؛ والرصاص المطاط او ألواح مرنة من البلاستك.

2- عوائق طلائية: هي عبارة عن مواد سائلة يمكن تغطية الحائط بها عند الرش او الطلاء.

* أهم خواص المواد العازلة للرطوبة:

١- انعدام الرائحة.
٢- مقاومة الحرائق والاشتعال.
٣- الاحتراق الحراري وتحمل تغير درجة الحرارة.
٤- صغر معامل الامتصاص وتسرب بخار الماء.

* انواع المواد العازلة للرطوبة:

/ Kinds of moisture insulating materials.

يعتبر البيتومين المكون الاساسي لكل المواد العازلة للرطوبة وهو عبارة عن أحد مخلفات الصناعات البتروكيميائية.

ويتكون البيتومين من ٨٠٪ الى ٩٠٪ كربون ، ١٠٪ الى ١٥٪ هيدروجين ، ٥ و الى ٦,٣ ٪ كبريت ، ١ : ٥ ٪ اكسجين ، صفر : ١,٧٥ ٪ نيتروجين.

بعض المواد العازلة للرطوبة هي:

١- الاسفلت: Asphalt.

هو عبارة عن مادة بتروليه تنصهر عند درجة حرارة تتراوح بين ١٦٠م الى ١٧٠م يغطى سطح الحائط بطبقة من الاسفلت يتراوح سمكها ١ و ٥ مم . معامل التوصيل الحراري للاسفلت 0.35 W/m C

٢- مستحلب بيتوميني Bitumen emulsion

هو عبارة عن ارضيه واسطح عازل رطوبة يمكن وضعه على كل الاسطح الجافة والمبللة . ويتكون المستحلب البيتوميني من ٤٨٪ اسفلت ، ٥٠٪ ماء ، ٢٪ طين وصابون .

٣- بيتومين راتينجي Bitumen resin

يعمل البيتومين الراتينجي على كل الاسطح الجافة والمبللة بسمك يتراوح ~~[illegible]~~ ٥ و ١٠ مم ويتكون من ٤٠٪ الى ٤٥٪ بيتومين ، ٥٥٪ الى ٦٠٪ أسبستوس ورمل .

٤- لفافة بيتومينية Bitumen roll.

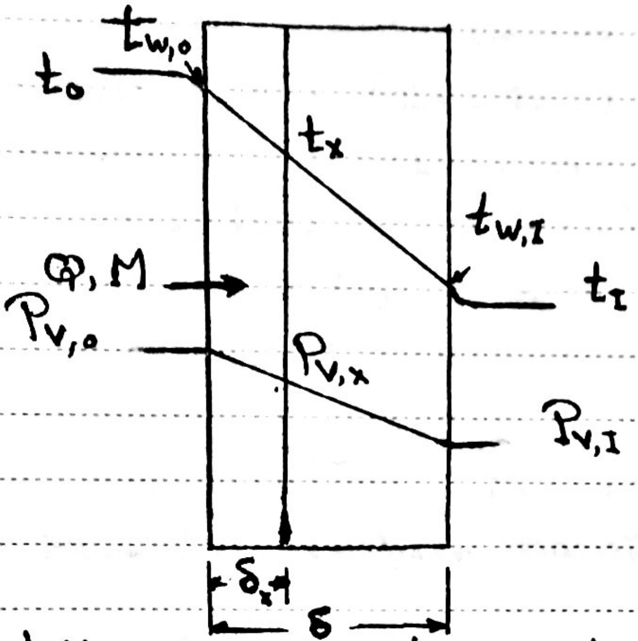
وهو عبارة عن كرتون مغطى بطبقة من الاسفلت بسمك ١,٥ مم على الوجهين .

بالاضافة الى المواد السابقة . يمكن استخدام :

رقائق الالمونيوم و الواح الاسبستوس المغطاة بسمك ١مم من البيتومين كمواد عازلة للحرارة والرطوبة .

• حساب معدل انتقال الحرارة والرطوبة خلال الحوائط .

• يبين الشكل توزيع درجة الحرارة وبخار الماء خلال حائط بسمك (δ) wall thickness ، ومعامل التوصيل الحراري له هو K . ومعامل النفاذية μ permeability .



• انتقال الحرارة يكون بسبب وجود فرق في درجة الحرارة بين السطحين الخارجي والداخلي
• وتنتقل الرطوبة نتيجة وجود فرق في الضغط الجزئي لبخار الماء .

• يتم انتشار بخار الماء خلال الحائط من السطح الساخن والذي عنده ضغط بخار الماء كبير الى السطح البارد والذي عنده ضغط بخار الماء اصغر .

δ → wall thickness "m"
K → Thermal conductivity W/m.°C
μ → perimeability g/m.h.kpa

• معادلة انتقال الحرارة خلال المقطع x.x .

• rate of heat transfer Q

$$Q = \frac{K}{\delta} A\,(t_{w,o} - t_{w,I}) = \frac{K}{\delta_x} A\,(t_{w,o} - t_x) \quad ((W))$$

معادلة الحرارة عند اى مقطع xx

$$t_x = \left[t_{wo} - \frac{Q}{A} \cdot R_x \right]$$

Wall thermal resistance المقاومة الحرارية لطبقة الحائط - R_x

$$R_x = \frac{\delta_x}{K} \quad (m^2.°C/W)$$

$t_{w,o}$ - درجة حرارة السطح الخارجي وتعين من المعادلة

$$Q = h_o A (t_o - t_{w,o})$$

$t_{w,I}$ درجة حرارة السطح الداخلي وتعين من المعادلة

$$Q = h_I A (t_{w,I} - t_I)$$

h ← معامل انتقال الحرارة بالحمل $(W/m^2.°C)$

• معادلة انتشار بخار الماء خلال المقطع x x   M

M → The moisture transfer rate through the cold store wall

$$M = \frac{\mu}{\delta} A (P_{v,o} - P_{v,I})$$

$$M = \frac{\mu}{\delta_x} A (P_{v,o} - P_{v,x})$$

• الضغط الجزئي لبخار الماء عند المقطع x x

$$P_{v,x} = P_{v,o} - \frac{M}{A} H_x$$

• H_x عبارة عن مقاومة النفاذية لطبقة الحائط.

$$H_x = \frac{\delta_x}{\mu} \quad (m^2.h.kp/g).$$

• لحساب الضغط الجزئي لبخار الماء عند السطح الخارجي $P_{v,o}$

$$P_{v,o} = [(R.H)_o * P_{v,s,o}]$$

$R.H._o$ الرطوبة النسبية للهواء الخارجي .
$P_{v,s,o}$ ← ضغط التشبع للهواء الخارجي ويتم الحصول عليه من ملحق ٤ بمعلومية t_o outside air temperature

- $P_{v,I}$ الضغط الجزئي لبخار الماء عند السطح الداخلي .

$$P_{v,I} = [(R.H.)_I * P_{v,s,I}]$$

$R.H_I$ ← الرطوبة النسبية للهواء الداخلي %
$P_{v,s,I}$ – ضغط التشبع للهواء الداخلي ويتم الحصول عليه من ملحق ٤ بمعلومية t_I

* For composite wall. للحوائط المركبة .

$$M = A * \left(\frac{P_{v,o} - P_{v,I}}{\Sigma H}\right) \quad , \quad Q = A * \left(\frac{t_o - t_I}{\Sigma R}\right)$$

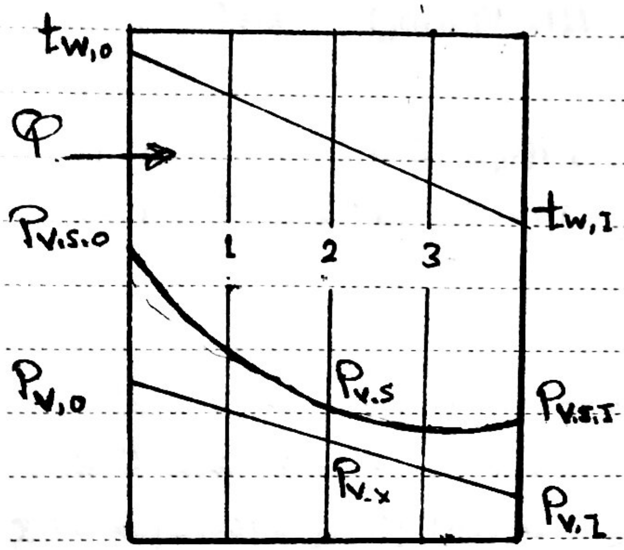
$$\Sigma H = \Sigma \frac{\delta}{\mu}$$, المجموع الجبري لمقاومة النفاذية .

$$\Sigma R = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_I} + \Sigma \frac{\delta}{k}$$ المجموع الجبري للمقاومة الحرارية .

• ظاهرة الترطيب. Humidification phenomena.

لبيان امكانية تكثف بخار الماء داخل الحائط.

الخطوات المتبعة:



١- نقسم الحائط الى مجموعة من الطبقات المتساوية.

٢- نعين درجة الحرارة للسطحين $t_{w,o}$, $t_{w,I}$ الداخلي والخارجي و درجات الحرارة t_1 ، t_2 ، t_3 عند حدود التقاطع

$$Q = A \frac{t_o - t_I}{\sum R}$$

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{t_o - t_I}{\sum R} \quad , \quad \sum R = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_I} + \sum \frac{\delta}{K}$$

$$q = h_o \left(t_o - t_{w,o} \right) = h_I \left(t_{w,I} - t_I \right)$$

$$q = \frac{t_{w,o} - t_1}{\left(\frac{\delta}{k}\right)} = \frac{t_1 - t_2}{\left(\frac{\delta}{K}\right)} = \frac{t_3 - t_2}{\left(\frac{\delta}{K}\right)} = \frac{t_3 - t_{w,I}}{\left(\frac{\delta}{K}\right)}$$

٣- من ملحق في خواص الهواء نعين ضغط التشبع لبخار الماء $P_{v,s}$ المناظرة لدرجات الحرارة $t_{w,o}, t_1, t_2, t_3, t_{w,I}$

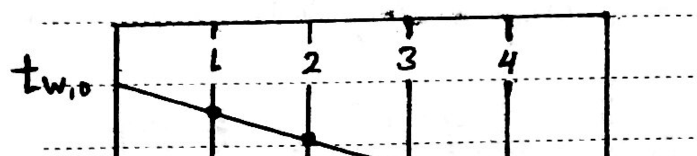
٤- نرسم منحنى ضغط التشبع لبخار الماء $P_{v,s}$

٥- نعين ضغط بخار الماء الحقيقي $P_{v,o}$ ، $P_{v,I}$ للسطحين الداخلي والخارجي على فرض ان الرطوبة النسبية والضغط الجزئي لبخار الماء واحد للاسطح والهواء المحيط بها

٦- نرسم الخط المستقيم الممثل لضغط بخار الماء الحقيقي $P_{v,x}$

• من الشكل السابق نلاحظ . لا يتقاطع خط الضغط الحقيقي $P_{v,x}$ مع منحنى ضغط التشبع $P_{v,s}$ وبذلك ليس هناك إمكانية لتكثف الماء داخل الحائط.

• في الشكل التالي : حيث يتقاطع خط ضغط بخار الماء الحقيقي $P_{v,x}$ مع منحنى ضغط التشبع $P_{v,s}$ المناظر لتوزيع درجة الحرارة t_x عند النقطة D . والتي تعرف بنقطة الندى والتي يكون عندها الرطوبة النسبية ١٠٠٪



• يستمر تكثف بخار الماء حتى ينخفض ضغط بخار الماء من P_a الى P_b

• لتحديد المنطقة δ_c التي يحدث فيها تكثف لبخار الماء خلال الجدار. نرسم من النقطة (O ، I) على السطحين الداخلي والخارجي مماسين لمنحنى ضغط التشبع لبخار الماء $P_{v,s}$ نحصل على النقطة T_1 ، T_2

• نلاحظ ان بخار الماء ينتشر من السطح الساخن خلال المنطقة δ_{in} من نقطة التماس T_1 . بينما بخار الماء ينتشر من نقطة التماس T_2 خلال المنطقة δ_{out} من السطح البارد للحائط .

• حساب معدل تكثف بخار الماء M_c

M_c – rate of water vapor condensation

$$M_c = (M_{in} - M_{out}) \Rightarrow (g/m^2 \cdot h)$$

حيث M_{in} عبارة عن معدل انتشار بخار الماء من السطح الساخن الى داخل الحائط .

$$M_{in} = \left[(P_{v,o} - P_{v,T_1}) \cdot \left(\frac{\mu}{\delta_{in}} \right) \right]$$

حيث M_{out} عبارة عن معدل انتشار بخار الماء من داخل الحائط الى السطح الداخلي البارد .

$$M_{out} = \left[(P_{v,T_2} - P_{v,I}) \cdot \left(\frac{\mu}{\delta_{out}} \right) \right]$$

• سمك طبقة عازل الرطوبة Thickness of vapor insulating material :

• اذا اخذنا في الاعتبار ان بخار الماء ينتشر خلال العازل الحراري ولا يمكن منعه . وان الرطوبة تعمل على زيادة معامل التوصيل الحراري للعازل الحراري . لخفض هذا التأثير يتم استخدام عازل للرطوبة

• ويتم تعيين سمك عازل الرطوبة من المعادلة

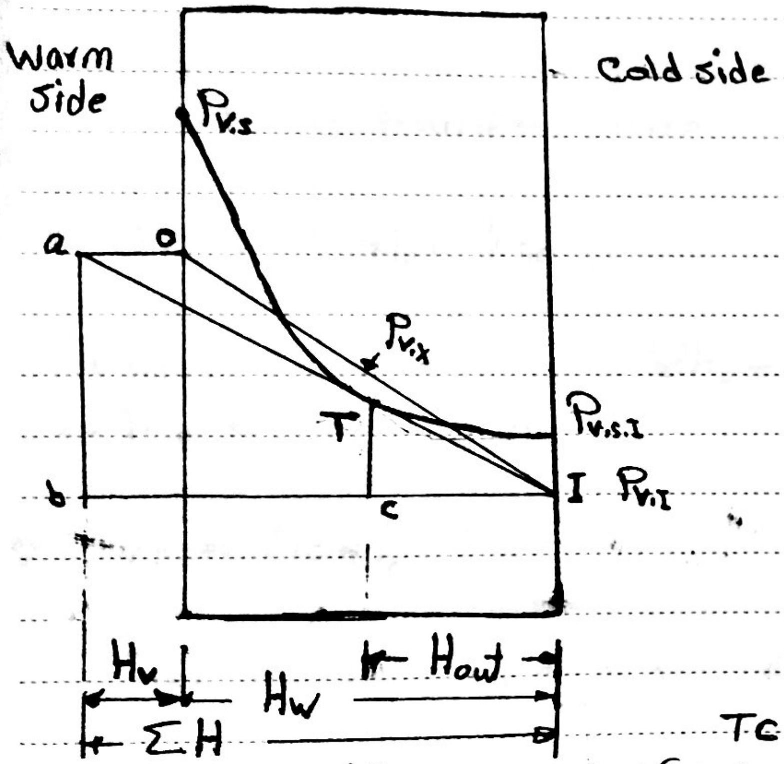
$$H_v = 0.21 \, (P_{v,o} - P_{v,I}) = \frac{\delta_v}{\mu_v} \quad (m^2 \cdot h \cdot kPa/g)$$

μ_v, δ_v عبارة عن معامل النفاذية وسمك عازل الرطوبة .

• لتلافى امكانية تكثف بخار الماء داخل العازل الحرارى . يجب ان يكون معدل انتشار بخار الماء من السطح الخارجى الى داخل الحائط M_{in} مساوى معدل انتشار بخار الماء من الحائط الى السطح الداخلى M_{out}

$$M_{in} = M_{out}$$

• مقاومة عازل الرطوبة التى تمنع تكثف بخار الماء داخل العازل الحرارى يمكن تعيينها بيانياً .



١- ارسم خط ضغط بخار الماء خلال الحائط $P_{v.x}$

٢- ارسم منحنى ضغط التشبع لبخار الماء المناظر لتوزيع درجة الحرارة خلال الحائط $P_{v.s}$

٣- من النقطة I ارسم المماس للمنحنى $P_{v.s}$ وعين نقطة a مع الخط الافقى من نقطة o

• من تشابه المثلثين TCI ، abI

معدل انتشار بخار الماء الذى يمنع تكثفه داخل الحائط M_{out}

$$M_{out} = \frac{P_{v.T} - P_{v.I}}{H_{out}} = \frac{P_{v.o} - P_{v.I}}{H_v + H_w} \qquad M_{in} = M_{out}$$

حيث P_{vo} ، $P_{v.I}$ ، $P_{v.T}$ عبارة عن الضغط الجزئى لبخار الماء عند السطح الخارجى والداخلى ونقطة التماس T

H_w ، H_{out} مقاومة النفاذية للحائط ومقاومة النفاذية من السطح الداخلى الى نقطة التماس T

H_v — مقاومة النفاذية لعازل الرطوبة الذى يمنع تكثف بخار الماء داخل الحائط

$$H_v = \frac{\delta_v}{\mu_v}$$

Ex1: Find the moisture transfer rate through a cold store wall consisting of 20 cm concrete, 1 mm bitumen, 20 cm polystyrene, 2 cm cement plaster مونة اسمنتية, 0.5 cm vapor retarder paint طلاء مانع للبخار, outside air conditions 37 °C db and 60% RH. Inside air conditioning −25 °C db and 90% RH.

Solution

The moisture transfer rate $M = \frac{P_{v.o} - P_{v.I}}{\sum H}$

$\because P_{v.o} = (R.H)_o \cdot P_{v.s.o}$

السطح الخارجي
من جدول 4 عند 37 °C

$P_{v.s.o} = 6.276$ kPa , $RH_o = 0.6$

$\therefore P_{v.o} = 3.766$ kPa

$\because P_{v.I} = (RH)_I \cdot P_{v.s.I}$,

من جدول 4 عند −25 °C

$P_{v.s.I} = 0.063$ kPa , $RH_I = 0.9$

$\therefore P_{v.I} = 0.057$ kPa

$$\because \sum H = \left(\frac{\delta}{\mu}\right)_c + \left(\frac{\delta}{\mu}\right)_{Bi} + \left(\frac{\delta}{\mu}\right)_{PL} + \left(\frac{\delta}{\mu}\right)_{cp} + \left(\frac{\delta}{\mu}\right)_{VRP}$$

$\delta_c = 0.2$ m, $\delta_{Bi} = 0.001$ m, $\delta_{PL} = 0.2$ m, $\delta_{cp} = 0.02$ m
$\delta_{vrp} = 0.005$ m

من جدول 5

$\mu_c = 0.03$, $\mu_{Bi} = 0.0009$, $\mu_{PL} = 0.008$, $\mu_{cp} = 0.09$
$\mu_{vrp} = 0.001$ g/m.h.kPa

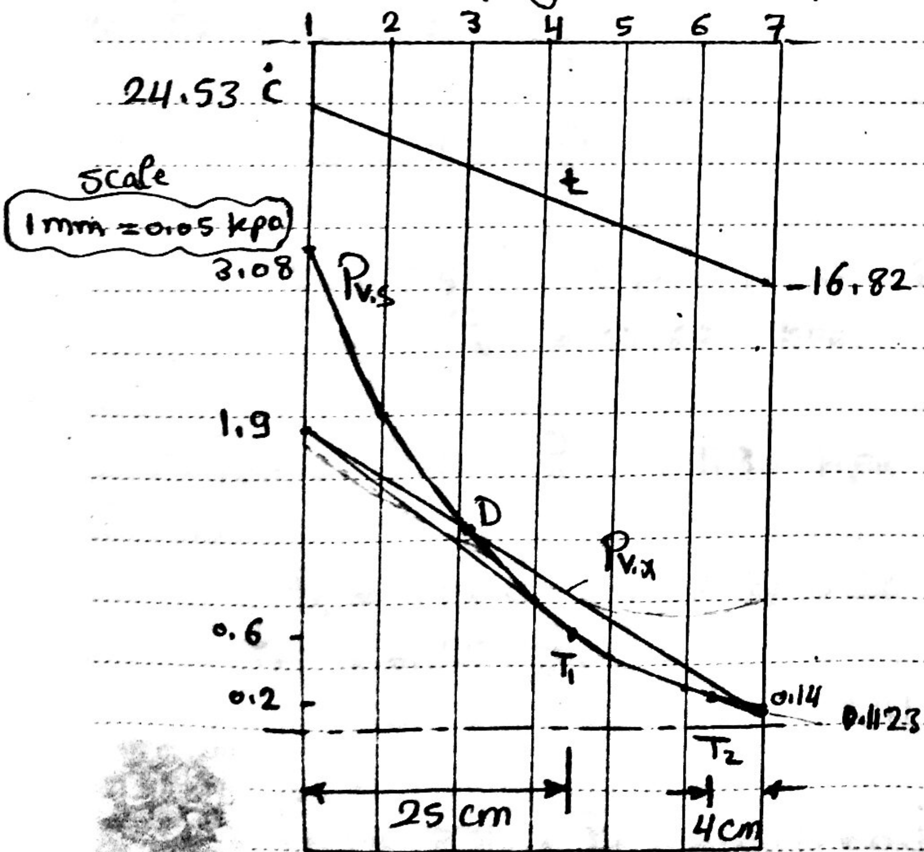
$\therefore \Sigma H = 38 \ m^2 . h . kPa / g$

$\therefore M = 0.1 \ g / m^2 . h$

EX 2: A Concrete foam wall "حائط خرسانى رغوى" of 42 cm thickness, 0.12 W/m.°C thermal conductivity and 0.244 g/m.h.kpa Permeability. If outside air conditions 25 °C db and 60% RH inside air conditions −18 °C db and 90% RH. Air film cofficient for inside surface 10 and for outside surface 25 W/m².°C.
Check for water vapor condensation, and find its rate if it exists.

Solution

يتم تقسيم الحائط الى ستة اجزاء عرض كل جزء ٧ سم



$$R = \frac{1}{h_o} + \Sigma \frac{\delta}{K} + \frac{1}{h_I} = \frac{1}{25} + \frac{0.07}{0.12} * 6 + \frac{1}{10} = 3.64 \ m^2 \dot{c}/w$$

$$\because q = \frac{25 - (-18)}{3.64} = 11.813 \ W/m^2.$$

$\because q = h_o (25 - t_1)$ $\therefore t_1 = 24.528 \ \dot{c}$

$\because t_2 = t_1 - q * \frac{0.07}{0.12}$ $\therefore t_2 = 17.637 \ \dot{c}$

$\because t_3 = t_2 - q * \frac{0.07}{0.12}$ $\therefore t_3 = 10.747 \ \dot{c}$

$\because t_4 = t_3 - q * \frac{0.07}{0.12}$ $\therefore t_4 = 3.856 \ \dot{c}$

$\because t_5 = t_4 - q * \frac{0.07}{0.12}$ $\therefore t_5 = -3.035 \ \dot{c}$

$\because t_6 = t_5 - q * \frac{0.07}{0.12}$ $\therefore t_6 = -9.926 \ \dot{c}$

$\because t_7 = t_6 - q * \frac{0.07}{0.12}$ $\therefore t_7 = -16.816 \ \dot{c}$

∵ للهواء الخارجي من ملحق ٤ عند درجة حرارة $t_o = 25 \ \dot{c}$

$P_{v,s} = 3.167 \ Kpa$

وحيث أن $RH_o = 0.6$

$\therefore P_{v,o} = RH_o * P_{v,s} = 1.90 \ Kpa$

∵ للهواء الداخلي من ملحق ٤ عند درجة حرارة $t_I = -18 \ \dot{c}$

$P_{v,s} = 0.125 \ Kpa$

وحيث أن $RH_I = 0.9$

$P_{v,I} = RH_I * P_{v,s} = 0.9 * 0.125 = 0.112 \ Kpa$

• معدل تسرب بخار الماء M.

$$M = \frac{\mu}{\delta}(P_{v,o} - P_{v,I}) \quad , \mu = 0.244 \quad , \delta = 0.42\ m$$

$\therefore M = 1.039 \quad g/m^2.h$

من جدول خواص الهواء ملحق ٤ نعين ضغط التشبع المناظر لدرجة الحرارة خلال الحائط

section	1	2	3	4	5	6	7
t °C	24.53	17.64	10.75	3.85	-3.04	-9.93	-16.82
$P_{v,s}$ kpa	3.08	2.02	1.29	0.8	0.47	0.26	0.14

• من الشكل السابق يتقاطع خط ضغط بخار الماء $P_{v,x}$ مع منحنى ضغط التشبع $P_{v,s}$ وحيث تكثف لبخار الماء في المنطقة المحصورة بين T_1 ، T_2 .

• نقطة T_1 ع بعد FEO من السطح الساخن وعندها ضغط التشبع 0.6 kpa

• نقطة T_2 ع بعد E4 من السطح البارد وعندها ضغط التشبع 0.2 kpa

• من الجدول يلاحظ انه لمدى الضغط 0.2 : 0.6 kpa ودرجة حرارة الحائط سالبة وبذلك يحدث تجمد للماء في الحائط .

• معدل تكثف بخار الماء M_c

$$M_c = M_{in} - M_{out}$$

$$M_{in} = (P_{v,o} - P_{v,T_1}) \cdot \left(\frac{\mu}{\delta_{T_1}}\right) = (1.90 - 0.6) \cdot \frac{0.244}{0.24} =$$

$M_{in} = 1.322 \quad g/m^2.h$

$$M_{out} = (P_{v,T_2} - P_{v,I}) \cdot \left(\frac{\mu}{\delta_{T_2}}\right) = (0.2 - 0.112) \cdot \frac{0.244}{0.04}$$

$\therefore M_{out} = 0.537 \quad g/m^2.h$

$\therefore M_c = 0.785 \quad g/m^2.h$.

Page :
Date :

ولمنع تكثف بخار الماء يتم تركيب عازل رطوبة على الجانب الساخن ولتعيين سمكه نفرض ان

$$M_{in} = M_{out} = 0.537 = \frac{1.9 - 0.2}{\Sigma H}$$

$$\therefore \Sigma H = H_a + \frac{0.42 - 0.04}{0.244}$$

$\therefore H_a = 1.608 \ m^2.h.kpa/g$ مقاومة النفاذية الاضافية

ولو استخدمنا طبقة بيتومين

$$H_a = \left(\frac{\delta}{\mu}\right)_{Bi}$$

وحيث ان للبيتومين

$\mu_{Bi} = 0.0009$, $\delta_{Bi} \Rightarrow$ لتعين

$$1.608 = \frac{\delta_{Bi}}{0.0009}$$

$$\therefore \delta_{Bi} = 0.0014 \ m = 1.4 \ mm$$

CH. 4.

Cooling Load calculations — حساب حمل التبريد.

• الحسابات الدقيقة لأحمال التبريد ضرورية للتصميم الجيد والاختيار الأمثل لمكونات وحدة التبريد: المبخر Evaporator، المكثف Condenser، الضاغط Compressor، صمام التمدد Expansion Valve.

• المصادر الحرارية لحمل التبريد هي:

١- حمل انتقال الحرارة: يتوقف حمل انتقال الحرارة على حالة الهواء خارج مخازن التبريد.

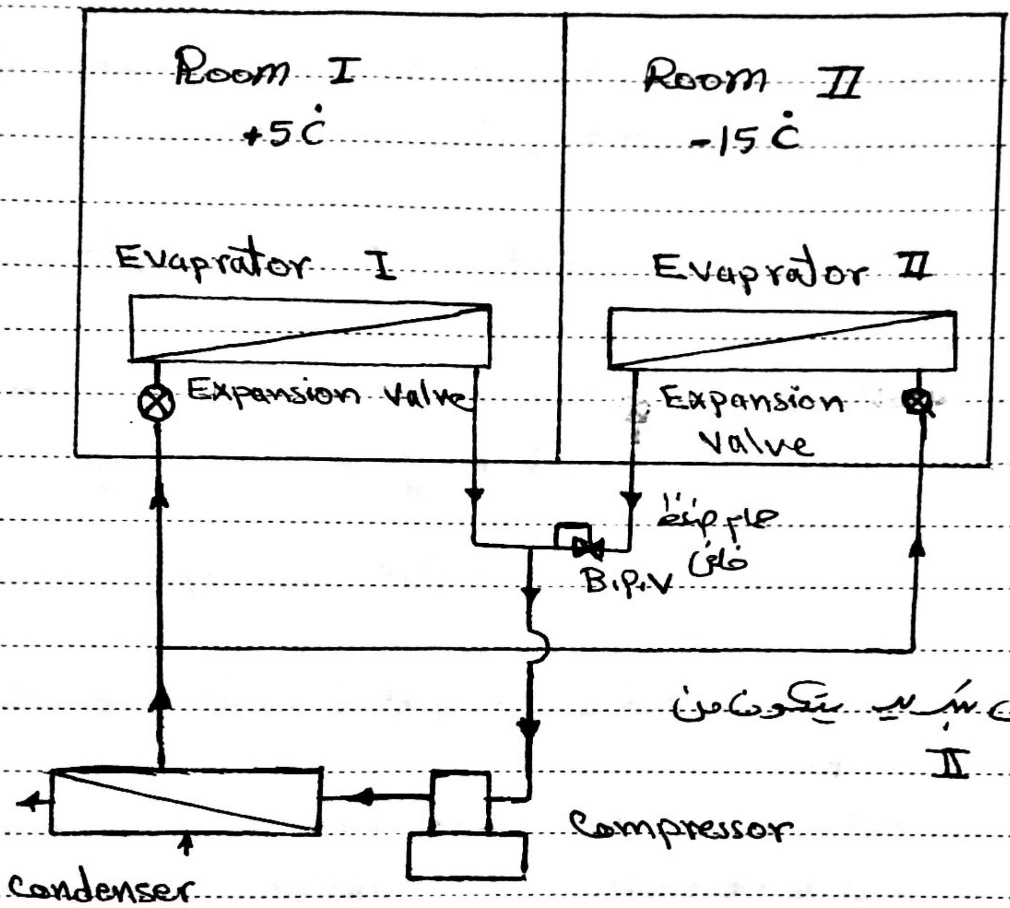
٢- حمل المواد: يتوقف حمل المواد على معدلات المواد المراد تبريدها أو تجميدها، خواصها الحرارية، درجة حرارتها الابتدائية وزمن تبريدها.

٣- حمل تغيير الهواء: يتوقف حمل تغيير الهواء على الهواء خارج مخازن التبريد ومعدلات تجديد الهواء نتيجة فتح الأبواب عند شحن أو تفريغ المخازن بالمواد.

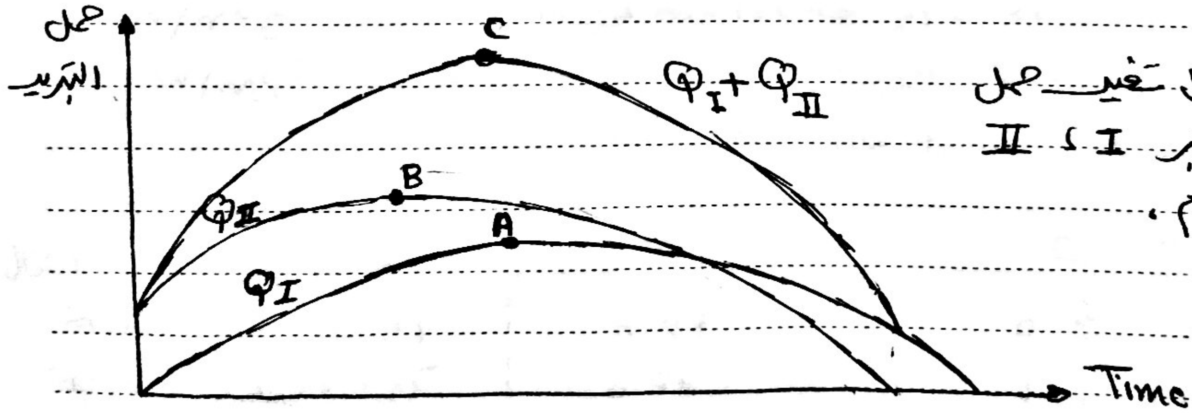
٤- حمل الخدمات:
يتوقف حمل الخدمات على عدد العمال، معدلات الإضاءة، وسائل تجهيز، نقل وتسقيف المواد الغذائية داخل مخازن التبريد.

• يتم اختيار المبخرات وصمام التمدد لأقصى حمل تبريد لكل عنبر على حدة بينما يتم اختيار المكثفات والضواغط لأقصى حمل تبريد لكل مخازن التبريد مجمعة.

- اختيار المبخرات والضواغط.



نظام تبريد لخزان تبريد يتكون من عنبرين I ، II



يوضح الشكل تغير حمل التبريد للعنبر I ، II على مدار العام.

- يتم اختيار المبخر وصمام التمدد للعنبر I على أساس اقصى حمل تبريد وهو Q_A
- يتم اختيار المبخر وصمام التمدد للعنبر II على أساس اقصى حمل تبريد وهو Q_B
- بينما يتم اختيار المكثف والضاغط على أساس اقصى حمل تبريد جمع احمال التبريد وهو Q_C

① حمل انتقال الحرارة Heat transmission Load.

الحرارة المنتقلة خلال الحوائط والاسقف والارضية لمخازن التبريد نتيجة فرق درجات الحرارة العادية بين الهواء داخل مخزن التبريد وخارجه.

$$Q_T = U.A.(t_o - t_I) \quad (W)$$

حيث: A ← مساحة السطح الذي خلاله تنتقل الحرارة m^2

U ← معامل انتقال الحرارة لمقطع الحائط ، السقف او الارضية ومعادلته

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_I} + \sum \frac{\delta}{K} \quad m^2.\dot{c}/W$$

$$U \rightarrow W/m^2.\dot{c}$$

δ ← سمك العازل او سمك اي مادة داخلة في تركيب مقطع الحائط ، السقف او الارضية m

K ـ معامل التوصيل الحراري لمادة العازل او اي مادة داخلة في تركيب الحائط ، السقف او الارضية $W/m.\dot{c}$

h_o ← معامل انتقال الحرارة للاسطح الخارجية لمخزن التبريد $W/m^2.\dot{c}$

h_I ← معامل انتقال الحرارة للاسطح الداخلية لمخزن التبريد $W/m^2.\dot{c}$

• ويعطي الجدول قيم معامل انتقال الحرارة الكلي U

	درجة حرارة العنبر $\dot{c}$	U $(W/m^2.\dot{c})$
أ ـ عنابر التبريد:	0 ċ	0.47
	4 ċ	0.58
	12 ċ	0.70
ب ـ عنابر تجميد	−4 ċ	0.41
	−10 ċ	0.35
	−20 ċ	0.28
	−25 ċ	0.23
	−30 ċ	0.21

نلاحظ ان معامل انتقال الحرارة يجب خفضه كلما انخفضت درجة الحرارة وذلك عن طريق زيادة سمك العازل الحراري.

Page :
Date :

* معامل انتقال الحرارة للسطح . Surface air film coefficient

تتوقف قيمة معامل انتقال الحرارة للأسطح على سرعة الهواء الملاصق للأسطح بالإضافة الى وضع الأسطح افقي او رأسيا .

h $(W/m^2 . °C)$	نوعية السطح
25	سطح خارجي معرض للرياح
15	سطح خارجي غير معرض للرياح
8	سطح داخلي مع سريان حر للهواء
7	السطح العلوي للسقف
6	السطح السفلي للسقف

* درجة حرارة هواء التصميم: Design air temperature

t_o ـ درجة حرارة هواء التصميم خارج مخزن التبريد °C

t_i ـ درجة حرارة هواء التصميم داخل مخزن التبريد °C .

ويتم تعين درجة حرارة التصميم للهواء الخارجي t_o من المعادلة الاتية:

$$t_o = 0.4\, t_{a,H} + 0.6\, t_H$$

حيث:

t_H ـ عبارة عن اعلى درجة حرارة للهواء خلال عدة سنوات لنفس الموقع الجغرافي .

$t_{a,H}$ ـ عبارة عن درجة الحرارة المتوسطة لأحر شهر لنفس الموقع الجغرافي.

Page :
Date :

شروط التصميم للهواء الخارجي.

اسم المدينة	درجة حرارة الهواء °C			درجة الحرارة الرطبة °C	درجة حرارة الداخلية °C
	متوسطة	قصوى	تصميم		
أسوان	٣٩	٤٧	٤٤	٢٣	٢١
أسيوط	٤٠	٤٦	٤٤	٢٤	٢٢
الاسكندرية	٢٩	٣٧	٣٤	٢٦	١٩
الاسماعيلية	٢٨	٣٢	٣٠	—	١٩
الاقصر	٣٩	٤٦	٤٣	٢٢	٢١
الزقازيق	٣١	٤١	٣٧	٢٤	١٩
القاهرة	٣٥	٤١	٣٩	٢٥	٢١
المنيا	٣٨	٤٣	٤١	٢٣	٢١
المحلة الكبرى	٣٠	٣٥	٣٣	—	٢٠
المنصورة	٢٨	٣٢	٣٠	—	١٩
الغردقة	٣٩	٤٤	٤٢	٢٥	٢٠
بنها	٣٥	٤٠	٣٨	—	٢١
بورسعيد	٢٨	٣٤	٣٢	٢٥	١٩
دمنهور	٢٩	٣٢	٣١	—	٢١
طنطا	٣١	٤١	٣٧	—	٢١
سوهاج	٣٨	٤٣	٤١	—	٢١
قنا	٣٩	٤٤	٤٢	—	٢٢
كفر الدوار	٣٠	٣٥	٣٣	—	١٩
مرسى مطروح	٢٦	٤٠	٣٧	٢٥	١٩

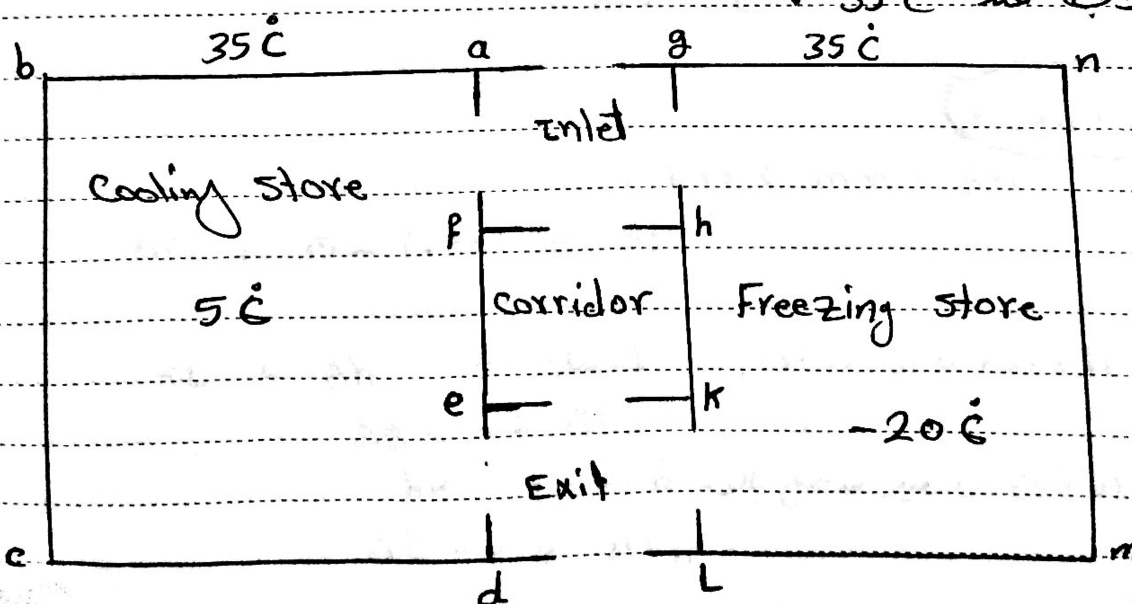
Page :
Date :

تتوقف درجة حرارة هواء التصميم داخل مخزن التبريد على نوعية المواد الغذائية المراد تبريدها أو تجميدها أو حفظها. يعطي ملحق ٦، ٧، ٨، ٩ شروط التصميم للهواء الداخلي t_I لبعض المواد الغذائية.

نوعية أماكن مخازن التبريد	t_I °C
أماكن تجهيز وإنتاج	10 → 12
أماكن تبريد وحفظ مواد مبردة	-2 → 4
أماكن حفظ مواد مجمدة	-20 → -25
أماكن وأجهزة تجميد	-30 → -50

* فرق درجة حرارة الهواء العادي Normal air temperature difference

الشكل يوضح مسقط أفقي لثلاجة مكونة من مخزن تبريد عند 5 °C، مخزن تجميد عند -20 °C، ومدخل ومخرج وممر، ودرجة حرارة الهواء خارج الثلاجة عند 35 °C.



K.M.S

Page
Date

العنبر التبريد :

← للحوائط ab ، bc ، cd فرق درجة حرارة الهواء العادي

$$\Delta t_n = 35 - 5 = 30\ ^\circ C$$

← الحائط الداخلي afed لا يتعرض للهواء الخارجي بل يتعرض للهواء المتواجد في المدخل والممر والمخرج حيث ان درجة حرارة الهواء لهم اقل من درجة حرارة الهواء خارج الثلاجة واكبر من درجة حرارة الهواء داخل مخزن التبريد

ويمكن استخدام العلاقات التالية عند تصميم الثلاجة :

أ- للحوائط المتعامدة ع الحوائط الخارجية والمتصلة بها ed ، af

$$\Delta t = 0.7\ \Delta t_n$$

ب- للحائط الداخلي والغير متصل بالوسط الخارجي ef

$$\Delta t = 0.4\ \Delta t_n$$

ج- للارضية المتصله بالحائط الخارجي edKL ، afgh

$$\Delta t = 0.6\ \Delta t_n$$

د- للارضية الغير متصلة بالوسط الخارجي efhK

$$\Delta t = 0.5\ \Delta t_n$$

• العنبر التجميد :

← للحوائط Lm ، mn ، gn

$$\Delta t_n = 35 - (-20) = 55\ ^\circ C$$

← للحوائط المتعامدة ع الحائط الخارجي والمتصلة بها KL ، gh

$$\Delta t = 0.7\ \Delta t_n$$

← للحائط الداخلي والغير متصل بالوسط الخارجي hK

$$\Delta t = 0.4\ \Delta t_n$$

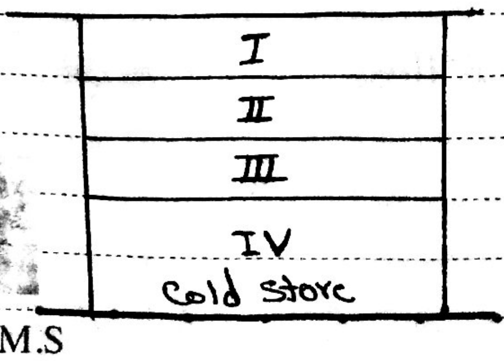
• حمل حرارة الارضية : Ground heat load.

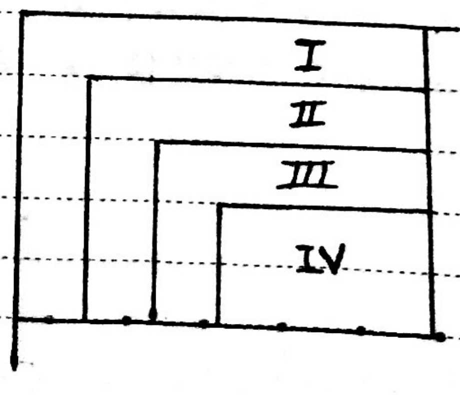
يوضح الشكل مقطع في عنبر تجميد مبني على الارض مباشرة، حيث تكون درجة حرارة التربة اقل من درجة حرارة الهواء الخارجي وبالتالي فإن الحرارة سوف تنتقل من الهواء الخارجي الى التربة وحيث ان درجة حرارة الهواء داخل عنبر التجميد اقل من درجة حرارة التربة فإن الحرارة سوف تتسرب من باطن الارض الى عنبر التجميد خلال ارضية العنبر (الارض) بمعدل كبير نسبياً لعنابر التجميد وبمعدل بسيط لعنبر التبريد ويمكن اهماله.



يتراوح معدل تسرب الحرارة بين $25\ W/m^2$ من مساحة الارضية بالقرب من الحائط الخارجي و $4\ W/m^2$ عند منتصف العنبر.

• يمكن تقسيم ارضية العنبر كما هو موضح الى اربعة مناطق ذات معدلات تسرب مختلفة للحرارة: اكبرها المنطقة I بالقرب من الحائط الخارجي واقلها المنطقة IV، عرض كل من المنطقة I، II، III ٢ متر وتشكل المنطقة IV باقي ارضية العنبر.





يمكن حساب الحرارة المتسربة خلال الأرضية بالمعادلة.

$$Q = \Delta t_n \cdot \sum UA$$

Δt_n — فرق درجات الحرارة العادية $^\circ C$

A — مساحة المقطع للمنطقة m^2

U — معامل انتقال الحرارة الكلى لأى منطقة بمعادلة

$$\frac{1}{U} = R + \left(\frac{\delta}{k}\right)_I \qquad m^2 . ^\circ C / W$$

δ — سمك العازل m ، K — معامل التوصيل الحرارى للعازل $W/m . ^\circ C$

R — المقاومة الحرارية للمنطقة وتعين من الجدول.

المنطقة	المقاومة الحرارية $m^2 . ^\circ C/W$
I	2.15
II	4.3
III	8.60
IV	14.30

• يمكن تعيين الحرارة المتسربة خلال أرضية مخازن التبريد بالعلاقة التالية

$$Q = U . A . (t_s - t_I) \qquad (W)$$

حيث:

t_I — درجة حرارة الهواء داخل العنبر $^\circ C$

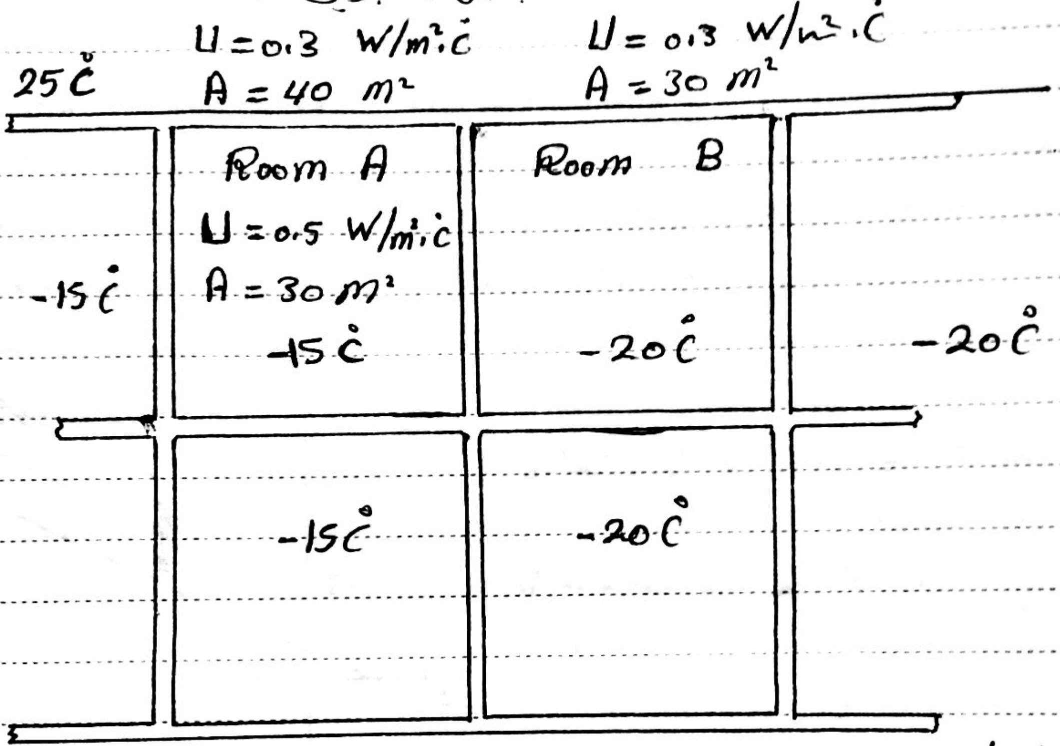
t_s — درجة حرارة التربة $^\circ C$ وتعين من الجدول حسب الموقع الجغرافى

A — مساحة أرضية العنبر m^2

U — معامل انتقال الحرارة الكلى لأرضية العنبر $W/m^2 . ^\circ C$

* تأثير الحائط الداخلي — Effect of inside wall.

. لبيان تأثير الحائط الداخلي الذي يفصل العنبرين A و B



* حمل المبخرات :

للعنبر A: $Q = 0.3 * 40 * (25+15) = 480 W$

للعنبر B: $Q = [0.3 * 30 * (25+20)] + [0.5 * 30 * (-15+20)] = 480 W$

الحمل الكلي للمبخرات: $\Sigma Q = 960 W$

. حمل الضواغط :

$Q = [0.3 * 40 * (25+15)] + [0.3 * 30 * (25+20)] = 885 W$

من التحليل نلاحظ انه:

① العنبر B يساعد العنبر A في الاحتفاظ بدرجة حرارته لأن درجة حرارة العنبر B اقل من درجة حرارة العنبر A.

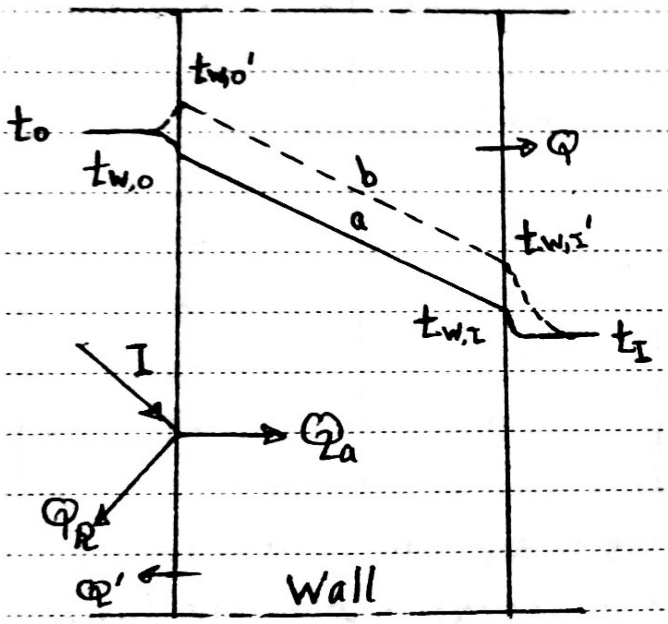
② المجموع الكلي لحمل المبخرات أكبر من نظيرة الضواغط. لأن حمل المبخرات يتم حسابه على اقصى حمل حراري لكل عنبر على حدة. بينما حمل الضواغط يتم حسابه على اجمالي الحرارة خلال الحوائط الخارجية فقط على اعتبار الثلاجة وحدة واحدة.

Page :
Date :

• حمل حرارة الشمس   Solar sun heat

• درجة حرارة الشمس $6000\ c$ تعطي الشمس الارض حرارة بالاشعاع . تعرف كمية الحرارة التي تسقط على وحدة المساحات للهواء بثابت الشمس ومقدارها $1350\ W/m^2$ تفقد نصف هذه الكمية في الهواء ويصل الى الارض النصف الاخر.

• تتوقف شدة اشعة الشمس I على بعد المكان عن خط الاستواء ، الوضع الجغرافي شمالاً او جنوباً وعلى وضع السطح افقياً او رأسياً . نتيجة اشعة الشمس الساقطة على السطح الخارجي تكون درجة حرارة السطح الخارجي t'_o ودرجة حرارة الهواء الخارجي t_o



يمثل الخط a توزيع درجة الحرارة العادية خلال الحائط.
بينما يمثل الخط b توزيع درجة الحرارة في حالة سقوط اشعة الشمس على السطح الخارجي.

$$Q = Q_T + Q_{sun}$$

حيث

Q_T الحرارة المنتقلة خلال الحائط نتيجة فرق درجات الحرارة العادية

$$Q_T = UA \cdot \Delta t_n \quad (W)$$

Q_{sun} ـ الحرارة المنتقلة خلال الحائط نتيجة اشعة الشمس

$$Q_{sun} = UA \cdot \Delta t_s$$

$$\Delta t_n = t_o - t_I$$

Δt_s ـ فرق درجات الحرارة الاضافي نتيجة اشعة الشمس

$$\Delta t_s = \frac{\alpha . I}{h_o}$$

حيث

α ـ معامل الامتصاص للسطح.

I ـ شدة الإشعاع الشمسي W/m^2

h_o ـ معامل انتقال الحرارة للسطح الخارجي $W/m^2.°C$

• تأثير أشعة الشمس.

السطح		عدد ساعات تعرض السطح لأشعة الشمس (h)	شدة الإشعاع الشمسي (W/m^2)	تزايد درجات الحرارة الإضافي (°C)
حائط	N	6	71	2
	E	6	462	10
	S	7	117	3
	W	6	462	10
سقف		12	333	20

• يعطي الجدول، القيم المتوسطة لشدة الإشعاع الشمسي، عدد ساعات التعرض لأشعة الشمس يومياً وتزايد درجات الحرارة الإضافي نتيجة أشعة الشمس للأسطح ذات الألوان الفاتحة، البيضاء و الصفراء صيفاً.

يتضح من الجدول ان شدة الإشعاع الشمسي كبيرة للحوائط الشرقية والغربية لذا لخفض تأثير أشعة الشمس يجب تخطيط مخزن التبريد على هيئة مستطيل بحيث يكون الجانب الأصغر في الاتجاه الشرقي والجانب الأطول في الاتجاه الشمالي.

عملياً تكون نسبة طول الجانب الشرقي الى طول الجانب الشمالي

١:٢ او ١:٢,٥

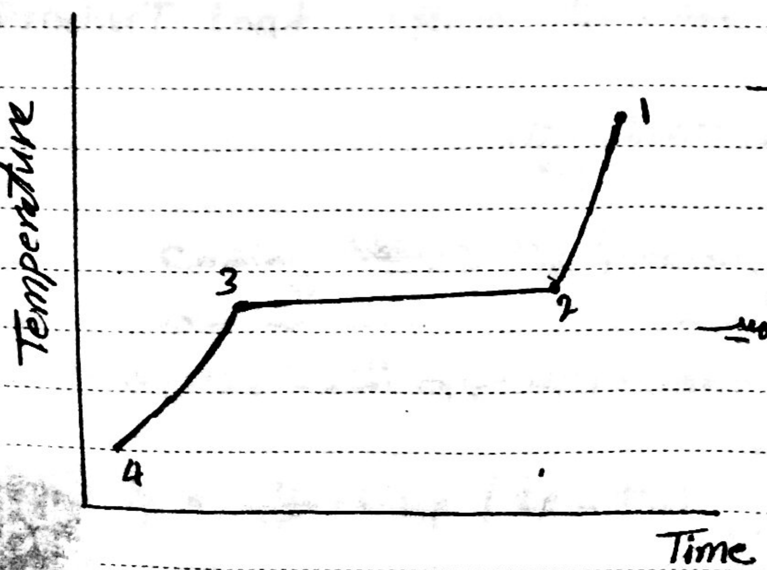
Page :
Date :

وتتوقف قيمة معامل الامتصاص للأسطح على نوعية مادة السطح ولونها.

α	أسم مادة السطح
0.89	الأسفلت
0.65	الخرسانة
0.77	الطوب الاحمر
0.26	الطوب الابيض
0.40	المونة الجبسية
0.57	المونة الأسمنتية
0.91	العازل الحراري
0.90	البتومين

* حمل المواد Product Load.

يقصد بحمل المواد أية مواد غذائية يراد تبريدها ، تجميدها وحفظها وتتم عملية التبريد لكل المواد الغذائية وغير الغذائية. بينما عملية التجميد تتم للمواد الغذائية التي تحتوي على بخار ماء فقط.



الخط $\overline{12}$ تبريد فوق التجميد

الخط $\overline{23}$ تجميد

الخط $\overline{34}$ تبريد تحت التجميد

أ. التبريد فوق التجميد Chilling above Freezing

التبريد فوق التجميد هو خفض درجة حرارة المادة الى درجة حرارة التجميد او اعلى منها.

- product load $Q_p = \frac{m}{\tau} C_{a,f} (t_1 - t_2)$ (kW)

m ← كتلة المادة المراد تبريدها (kg)
τ ← فترة التبريد (s)
$C_{a,f}$ ← الحرارة النوعية للمادة فوق التجميد kJ/kg.°C
t_1 ← درجة الحرارة الابتدائية للمادة °C
t_2 ← درجة الحرارة النهائية للمادة °C

ب. التجميد Freezing

التجميد هو عملية تحويل المادة الغذائية الى الحالة الصلبة وذلك عن طريق تجميد محتواها المائي. "اللحوم والاسماك"

- product Load $Q_p = \frac{m}{\tau} \cdot h_{fg}$ (kW)

h_{fg} ← الطاقة الكامنة لتجميد المادة $\frac{kJ}{kg}$

ج. التبريد تحت التجميد : Cooling below the freezing

التبريد تحت التجميد هو خفض درجة حرارة المادة الى درجة حرارة اقل من درجة حرارة التجميد.

$Q_p = \frac{m}{\tau} \cdot C_{b,f} (t_f - t_4)$

t_f ← درجة التجميد للمادة (°C)
$C_{b,f}$ ← الحرارة النوعية للمادة تحت التجميد (kJ/kg.°C)

ملحوظة . بالنسبة لمخازن التجميد . بمعلومية نوع المادة الغذائية المراد تجميدها يتم معرفة درجة حرارة التجمد من ملحق ٨

ثم يتم مقارنة درجة حرارة التجمد بدرجة الحرارة النهائية للمادة لمعرفة هل الحالة تجميد او تبريد تحت التجميد .

Page :
Date :

د. حرارة التنفس . Heat of respiration

بعض المواد الغذائية كالفواكه والخضراوات تظل حية بعد حصادها تعرف الحرارة الناتجة عن تغير حالتها خلال الحفظ بحرارة التنفس.

$$Q_p = m \cdot q_R$$

q_R معدل حرارة التنفس للمواد الغذائية . kW/kg.

هـ- حمل المحتويات Heat of Containers

خلال عملية التبريد ، التجميد أو الحفظ قد تكون المواد الغذائية موضوعة في محتويات من الكرتون ، الخشب او البلاستك . وفي هذه الحالة يجب ان يتضمن حمل التبريد حمل المحتويات اللازم لتبريد المحتوى.

$$Q_c = m_c \cdot C_c \, (t_1 - t_2) \cdot \frac{m}{\tau} \qquad (kW)$$

حيث

m_c – كتلة المحتوى ويتراوح من ١٠٪ الى ٢٠٪ من كتلة المواد الغذائية طبقاً لنوعيتها.

C_c – الحرارة النوعية لمادة المحتوى وهي ٢,٦ للخشب ، ٠,٣٥ للكراتين ٠,٢ كيلوجول / كجم .م للبلاستك .

t_1 – درجة الحرارة الابتدائية للمحتوى $^\circ C$

t_2 – درجة الحرارة النهائية للمحتوى $^\circ C$

τ – فترة تبريد المواد الغذائية (S)

ملحوظة هامة :

- يلاحظ ان حمل عملية التبريد يكون متغير مفهو يكون كبير في بداية عملية التبريد وصغير في نهاية عملية التجميد وذلك نتيجة تغير فرق درجات الحرارة بين المواد المراد تبريدها و الهواء داخل حيز التبريد.

- لتعويض تناقص معدل التبريد مع الزمن نستخدم معامل معدل التبريد Chilling rate factor ويتراوح مقداره بين ١ — ٠,٦٧

- في حالة استخدام معامل معدل التبريد تصبح معادلة حمل التبريد فوق التجميد هي :

$$Q_p = \frac{1}{CRF}\left[\frac{m}{\tau}\cdot C_{a,f}\,(t_1 - t_2)\right] \quad (kW).$$

* حمل تغير الهواء Air change load.

- يحدث تغير الهواء عند فتح الابواب او استخدام مراوح تهوية
- حمل تغير الهواء، هو عبارة عن الحمل الحراري الناتج من خفض درجة حرارة هواء التهوية الى درجة حرارة الهواء داخل مخازن التبريد.

- التهوية ضرورية جداً في حالات تجهيز ، تبريد وحفظ المواد المبردة ولا داعي للتهوية في حالة حفظ المواد المجمدة

أحمال تجديد الهواء هي:

أ- حمل التهوية Ventilation load .

• حمل التهوية للعاملين :-

لكي يكون الوسط صحي للعاملين في أماكن التجهيز والانتاج يلزم تجديد الهواء بمعدل لا يقل عن ٥ لتر لكل ثانية لكل عامل

$$Q_A = (5 * 10^{-3}) * \frac{n}{V_o} (h_o - h_I) \qquad (kW)$$

حيث:

n ـــ عدد العاملين

V_o ـــ الحجم النوعي للهواء النقي الخارجي m^3/kg

h_o, h_I ـــ الانثالبيا النوعية للهواء داخل وخارج العنابر على التوالي $\frac{kJ}{kg}$:

* بعض المواد الغذائية ينتج عنها روائح لذلك يلزم تهوية المواد الغذائية.

• حمل التهوية للمواد الغذائية.

$$Q_A = \frac{\varepsilon}{24 * 60 * 60} * \left(\frac{V_c}{V_o}\right) (h_o - h_I) \qquad (kW)$$

حيث

V_c ـــ حجم مخزن التبريد مطروح منه الحجم الذي تشغله المواد الغذائية (m^3)

ε ـــ عدد مرات تغيير الهواء في اليوم وهو يتوقف على حجم مخزن التبريد ودرجة الحرارة.

عدد مرات تغيير الهواء في اليوم ع

حجم العنبر m^3	درجة حرارة العنبر $^\circ C$	
	$t>0$	$t<0$
١٥	٢٥	٢٠
٣٠	١٧	١٢
٦٠	١٢	٩
٩٠	٩	٧
١٢٠	٨	٦
١٥٠	٧	٥
١٧٥	٦	٥
٢٥٠	٥,٣	٤
٣٠٠	٥	٤
٥٠٠	٤	٣
٧٥٠	٣,٣	٢
١٠٠٠	٢	٢
١٥٠٠	٢	١,٦
٢٠٠٠	١,٦	١,٣
٣٠٠٠	١,٤	١,١

ب- حمل التسرب للخارج Exfiltration Load.

عند فتح أبواب مخازن التبريد يخرج من العنابر هواء بارد يحل محله هواء دافئ نسبياً. يتوقف حمل التسرب على حجم العنبر، والغرض من استخدامه ودرجة حرارة الهواء خارج العنبر.

$$Q_A = q_E * A_F * 10^{-3} \quad (kW)$$

Page :
Date :

A_f . مساحة الارضية العنبر m^2
Q_E هو معدل حرارة هواء التسرب بالواط ويعطى في الجدول .

هواء التسرب Q_E

الاستخدام	حجم العنبر m^3		
	$V_c < 50$	$V_c < 150$	$V_c > 150$
الانتاج	١٤	٧	٦
التجميد	١٩	٩	٧
حفظ مواد مبردة	٩	٥	٤
حفظ مواد مجمدة	٧	٤	٣
غرف تجهيز	٤٧	٢٣	١٢

* حمل الخدمات Service load .

ينشأ حمل الخدمات من المصادر الحرارية التالية :

١. حمل الاضاءة (Lighting Load)

تحتاج مخازن التبريد والممرات واماكن الانتاج والتجهيز المواد الغذائية الى الاضاءة . معدل الاضاءة لمخازن التبريد حوالى $3\ W/m^2$ من مساحة الارضية . للممرات واماكن الانتاج $8\ W/m^2$ من مساحة الارضية . وتكون الاضاءه دائمة للممرات ومؤقتة لمخازن التبريد لشحن او تفريغ المواد الغذائية وخلال فترة الانتاج لاماكن تجهيز المواد الغذائية .

ويعين حمل الإضاءة من المعادلة.

$$Q_L = \eta_u * P \cdot A_F \qquad (W)$$

حيث

A_F ـ مساحة الأرضية m^2

P ـ شدة الإضاءة W/m^2

η_u ـ معامل الاستخدام ويساوي ٠,٦ في حالة الإنتاج و ٠,٧٥ في حالة حفظ المواد المبردة والمجمدة.

ب ـ حمل المواتير Motors Load.

تستخدم المواتير في أماكن تجهيز المواد الغذائية لتشغيل اجهزة التجهيز ولإدارة مراوح المبخرات والتهوية. تستخدم المواتير في مخازن التبريد لإدارة مراوح المبخرات ومراوح التهوية والونشات عند نقل المواد الغذائية ومراوح أجهزة تساوي الضغط بين العنابر والممرات.

ويعين حمل المواتير من المعادلة

$$Q_M = \sum \eta_u \cdot \eta_m \cdot P \qquad (W)$$

حيث

P ـ قدرة الموتور (W)

η_m ـ كفاءة الموتور

η_u ـ معامل استخدام الموتور ويتراوح بين ٠,٦ ـ ٠,٩

ج ـ حمل العاملين Workers Load

تحتاج أماكن التجهيز والإنتاج ومخازن التبريد الى عمال يتراوح عددهم ٢ للمخازن الصغيرة ، ٤ للمخازن الكبيرة ذات مساحة أكبر من ٢٠٠ م٢.
ويرتدي العمال ملابس خاصة معزولة أثناء تواجدهم في مخازن التبريد

وذلك لحمايتهم وخفض معدل الحرارة التي يفقدها العامل بالإشعاع نتيجة فرق درجات الحرارة بين جسم الإنسان ٣٧م و درجة حرارة العنبر التي تصل إلى -٢٠م

• يتوقف معدل الحرارة التي يفقدها العامل Q_o على درجة حرارة مخزن التبريد.

درجة حرارة العنبر C	-30	-25	-20	-10	-5	0	5	10
Q_o (W)	450	410	390	350	300	270	250	210

ويعين حمل العمال بالمعادلة.

$$Q_w = n * Q_o$$

حيث

n = عدد العمال ، Q_o معدل الحرارة التي يعطيها العامل الواحد W

د. حمل السخانات Heaters load.

• تجهز مخازن التبريد عادة بسخانات لتدفئة إطار الأبواب وإطار أجهزة تساوي الضغط وذلك لمنع تكثف بخار الماء عليها عندما يتسرب الهواء من الممر إلى عنبر التبريد.

• تجهز المبخرات بسخانات كهربية لإذابة الصقيع من على أسطح المواسير وزعانف المبخرات وذلك خلال فترة الإذابة Defrost time والتي تكون بمعدل (٥ دقائق لكل ساعة)

• وتكون القدرة الكهربية اللازمة لسخانات تدفئة الإطارات صغيرة جداً مقارنةً بالقدرة اللازمة لسخانات المبخرات.

وتكون القدرة الكهربية لسخانات المبخرات مساوية لسعة المبخرات بالوات.

Page :
Date :

يعين حمل السخانات بالمعادلة.

$$Q_H = \Sigma \eta_H * P \quad (W)$$

حيث P - قدرة السخان (W)

η_H - معامل استخدام السخانات ويتراوح بين ٠,١ و ١

من التحليل السابق يتضح ان معادلة حمل الخدمات هي.

$$Q_S = Q_L + Q_M + Q_W + Q_H$$

من تحليل نتائج الاحمال السابقة يتضح انه للعمليات الانتاجية يشكل حمل المواد ٧٠٪ بينما المخازن الحفظ والتوزيع يشكل حمل انتقال الحرارة ٦٠٪ من الحمل الكلي وحمل المواد ٣٠٪ فقط.

في حالة عدم توافر بيانات لحساب حمل الخدمات يتم اخذها في حدود ١٠٪ من حمل انتقال الحرارة والمواد معاً.

فترة تشغيل وحدة التبريد.

عادة لا تعمل وحدة التبريد بصفة دائمة خلال اليوم وذلك لاحتياجها الى فترة زمنية لازالة الصقيع من على اسطح مواسير المبخرات والزعانف.

• في حالة ازالة الصقيع بنظام التشغيل والايقاف (on-off) فإن اقصى فترة تشغيل لوحدة التبريد ١٦ ساعة في اليوم.

• في حالة ازالة الصقيع باستخدام السخانات الكهربية فإن اقصى فترة تشغيل لوحدة التبريد ٢٠ ساعة في اليوم.

• سعة المبخر = Evaporator capacity •

من البنود السابقة تكون **معادلة حمل التبريد هي**

$$Q = [Q_T + Q_{sun} + Q_P + Q_A + Q_S] \quad (kW)$$

وإذا أخذنا في الاعتبار معامل أمان ١٠ ٪ لتغطية المصادر المهملة وعدم دقة الافتراضات **معادلة سعة المكثف هي**

$$E.C. = \left[Q * \left(\frac{24}{\tau}\right) * 1.1 \right] \quad (kW)$$

حيث

τ = عدد ساعات تشغيل الضاغط في اليوم.

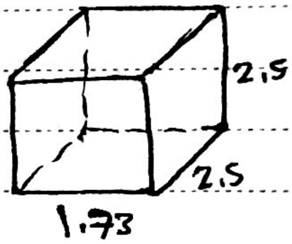
Ex: Calculate the evaprator capacity for a freezing room (1.73 * 2.5 * 2.5) m maintained at −18 °C db and 85% RH. If 200 kg of meat(لحم بقر) is to be cooled from 5 °C to −18 °C in 20 hours. There are 200 W light. Insulation thickness 15 cm with thermeal conductivity 0.047 W/m.°C. Air film cofficient for inside wall 6 and for outside walls 30 W/m².°C. Number of air changes per day 20. outside air conditions 27 °C db and 50% RH.

Solution.

Heat transmission Load. — أولاً حمل انتقال الحرارة

$$Q_T = U \cdot A \cdot (t_o - t_i)$$

$$A = 2 * [(1.73 * 2.5) + (2.5 * 2.5) + (1.73 * 2.5)]$$



$$A = 29.8 \ m^2$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{6} + \frac{0.15}{0.047} + \frac{1}{30}}$$

$$\therefore U = 0.295 \ W/m^2.°C$$

$$\therefore Q_T = 0.295 * 29.8 * [27 - (-18)] = 395.6 \ W$$

product Load. Q_p — ثانياً حمل المادة

من ملحق A لحم البقر درجة حرارة التجمد $t_f = -0.4$ °C ونظراً c/
درجة الحرارة النهائية للحم البقر أقل منها يكون التبريد تحت التجميد

$$\therefore Q_p = \frac{m}{\tau} [C_{a,f}(t_1 - t_f) + h_{fg} + C_{b,f}(t_f - t_2)]$$

$C_{a,f}$: الحرارة النوعية للمادة فوق التجميد

$C_{b,f}$: الحرارة النوعية للمادة تحت التجميد

من ملحق ٨ . لحم البقر . $t_f = -0.4\ \dot{C}$, $h_{fg} = 72\ \frac{kJ}{kg}$

$C_{a,f} = 3.14\ kJ/kg.\dot{C}$,

$C_{b,f} = 1.67\ \frac{kJ}{kg.\dot{C}}$

$$\therefore Q_p = \frac{200}{20*60*60}\left[3.14\,(5-(-0.4)) + 72 + 1.67\,(-0.4-(-18))\right]*10^3$$

$$\therefore Q_p = 328.74\ W$$

ثالثاً . حمل الإضاءة Q_L Lighting Load

$$Q_L = 200\ W$$

رابعاً . حمل تغيير الهواء Air change load Q_A

للمواد الغذائية .

$$Q_A = \frac{\mathcal{E}}{24*60*60}\left(\frac{V_c}{V_o}\right)(h_o - h_i)$$

V_o ← الحجم النوعي للهواء الخارجي m^3/kg

V_c ← حجم مخزن التبريد مطروح منه الحجم الذي تشغله المواد الغذائية

$\mathcal{E}$ ← عدد مرات تغيير الهواء

h_o, h_i ← الإنثالبيا النوعية للهواء الداخلي والخارجي

من ملحق ٣ عند $t_o = 27\ \dot{C}^{db}$ ، $RH = 50\%$

$V_o = 0.866\ m^3/kg$, $h_o = 55.5\ kJ/kg$.

عند $t_i = -18\ \dot{C}$, $RH = 85\%$

$h_i = -17.5\ kJ/kg$.

يتم إيجاد V_c ← حجم المخزن

$V_c = 1.75 * 2.5 * 2.5 = 10.9375\ m^3$

$$\therefore Q_A = \frac{20}{24*60*60} * \left(\frac{10.9375}{0.866}\right) * [55.5-(-17.5)] * 1000$$

$$Q_A = 213.42 \text{ W}$$

• حمل المبخر ، ΣQ

$$\Sigma Q = Q_T + Q_P + Q_L + Q_A = 1137.76 \text{ W}$$

• بفرض ان عدد ساعات تشغيل الضاغط 18 h ، معامل امان
%10

سعة المبخر $= \Sigma Q * 1.1 * \frac{24}{18} = 1668.7 \text{ W}$

$= 1.6687 \text{ kW}$

Page :
Date :

EX: A Chilling room (غرفة تبريد نهائية) (15×10×4) m is used to chill 20 tons of beef (لحم بقر) per day from 32 °C to 2 °C in 18 hours. Four workers work in the room during the Loading period. The lighting load is 1500 W, the floor located on uncondition space (الارضية موجودة فوق حيز غير مكيف) is 12 cm Concrete slab (طبقة خرسانية) insulated with 10 cm cork board (ألواح فلين) and finished with 8 cm concrete. The ceilling situated beneath an uncondition space (السقف أسفل حيز غير مكيف) is 12 cm concrete slab with 2.5 cm wood sleepers (خشب عوارض) and insulating with 10 cm cork board. All the walls adjacent to uncondition space (كل الجدران مجاورة لحيز غير مكيف) are 10 cm cinder block (بلوكات خبث الفحم), insulated with 10 cm cork board and finished with one side with 1.25 plaster.

- Compute the cooling load in ton refrigration, based on 18 hr operating time and 10% factor of safty.

The following data are used: outside condition 30 °C db, 50% RH., inside condition 2 °C db, 80% RH, outside and inside film cofficient 6 W/m² °C. number of air charge per day 5, heat loss per worker 290 W, specific heat of beef 3.14 kJ/kg °C, cofficient of thermal conductivity for concrete, cork board, wood, cinder board and plaster are 1.72, 0.04, 0.13, 0.72 and 1.72 W/m °C respectively.

Solution

Heat transmission load Q_T الحمل على انتقال الحرارة

$$Q_T = U \cdot A \cdot (t_o - t_i)$$

$$(t_o - t_i) = 30 - 2 = 28\ °C$$

Page :
Date :

floor للأرضية

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{6} + \frac{0.12}{1.72} + \frac{0.1}{0.04} + \frac{0.08}{1.72} + \frac{1}{6} \Rightarrow$$

$\therefore U_f = 0.338 \ W/m^2 . \dot{C}$

ceilling للسقف

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{6} + \frac{0.12}{1.72} + \frac{0.025}{0.13} + \frac{0.1}{0.04} + \frac{1}{6}$$

$\therefore U_c = 0.323 \ W/m^2 . \dot{C}$

walls للحوائط

$$\frac{1}{U_w} = \frac{1}{6} + \frac{0.1}{0.72} + \frac{0.1}{0.04} + \frac{0.0125}{1.72} + \frac{1}{6}$$

$\therefore U_w = 0.334 \ W/m^2 . \dot{C}$

$$\therefore Q_T = 28 * [0.338 * (10*15) + 0.323 * (10*15) + 0.334 * (10+15) * 4 * 2]$$

$\therefore Q_T = 4646.6 \ W$

ثانياً حمل المواد Q_p product load

$$Q_p = \frac{m}{\tau} * C_{a.f} (t_1 - t_2) = \frac{20*10^3}{18*60*60} * 3.14 * (32-2) * 10^3$$

$\therefore Q_p = 29047 \ W.$

ثالثاً. حمل العمال worker load

$$Q_w = n * Q_o = 4 * 290 = 1160 \ W$$

رابعاً. حمل الاضاءه lighting load

$$Q_L = 1500 \ W$$

K.M.S

Page :
Date :

خامساً. حمل تغيير الهواء. Q_A Air changing load

$$Q_A = \frac{\varepsilon}{24*60*60} * \frac{V_c}{V_o} (h_o - h_i) * 10^3$$

حيث ان $\varepsilon = 5$ ، $V_c = 15*10*4 = 600 \; m^3$.

من ملحق ٤. ا...

عند $t_o = 30 \, ^\circ C$ db ، 50% RH

$h_o = 84 \; \frac{kJ}{kg}$, $V_o = 0.875 \; m^3/kg$

عند $t_i = 2 \, ^\circ C$ db ، 80% RH

$h_i = 10.5 \; \frac{kJ}{kg}$.

$$\therefore Q_A = \frac{5}{24*60*60} * \frac{600}{0.875} (84 - 10.5) * 10^3 = 2917 \; W$$

سعة المبرد EC

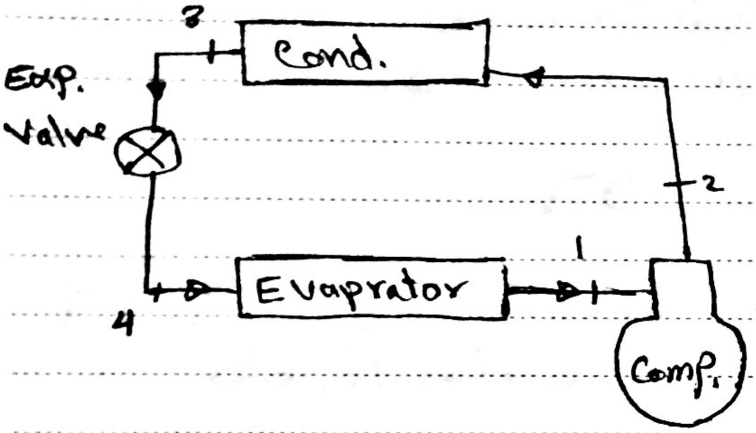
$$EC = (Q_T + Q_P + Q_L + Q_W + Q_A) * 1.1 * \frac{24}{18}$$

$$\therefore E.C. = 39270.6 \; W * \frac{1}{1000 * 3.5} = 11.22 \; TR$$

* Selection of Evaprator, Condenser, Compressor, Expansion valve.

Selection of Evaprator

• أولاً. قبل اختيار الأجزاء يتم حساب الإنثالبيا i عند مدخل ومخرج كل جزء.

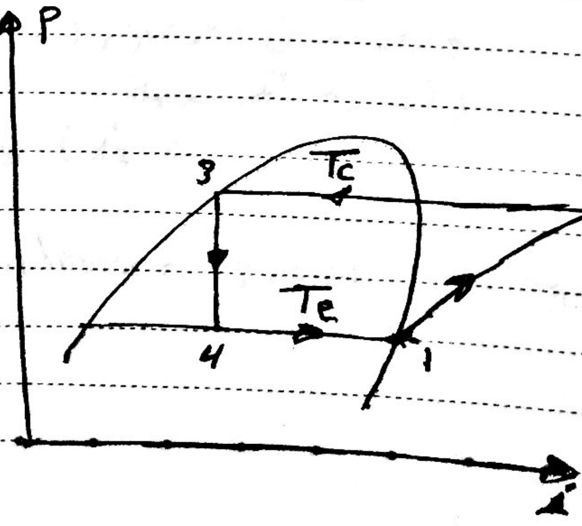


1. Take the temperature difference between room and evaprator 8 °C
   If $t_r = -2\,°C$ $\therefore t_e = -2 - 8 = -10\,°C$

2. Take the temperature difference between outside air and condenser 8 °C
   If $t_o = 35\,°C \Rightarrow t_c = 35 + 8 = 43\,°C$

3. from R-22 table
   at $t_e \rightarrow P_e$
   at $t_c \rightarrow P_c$

From chart R-22
i_1, i_2, i_3, i_4
v_1, v_2, v_3



(A) selection of Evaporator

From Catalogue for R-22

by $T_e = -10\,^\circ C$, EC — Evaporator capacity

يتم اختيار نوع المبخر ومواصفاته مع الاخذ في الاعتبار ان تكون القدرة المختارة اكبر من او يساوي EC

وبواسطة EC_{new}

$$EC_{new} = \dot{m}_R \cdot (i_1 - i_4) \Rightarrow \dot{m}_R \Rightarrow kg/s$$

من المعادلة السابقة نحصل على معدل تدفق الفريون .

(B) calculation of compressor power and condenser capacity

Take mechanical efficiency $\eta_m = 90\%$

$$\text{compressor power} = \dot{m}_R\,(i_2 - i_1)/\eta_m$$

→ select the compressor from catalogue
مع الاخذ في الاعتبار ان تكون القدرة المختارة اكبر من او يساوي القدرة المحسوبة .

→ condenser capacity $= \dot{m}_R\,(i_2 - i_3)$

→ ~~section~~ selection of condenser from catalogy.
by T_e , T_c

C) selection of thermostatic expansion valve

by Te , ΔP From catalogue

D) selection of piping system

$$\dot{m}_R = \rho A C = \frac{AC}{v} \quad , \quad A = \frac{\pi}{4} d^2$$

C → velocity 8 : 15 m/s .

يتم تحديد d ومن الـ d يتم اختيار نوع
الانابيب

Page :
Date :

- Advanced study in air conditioning

K.M.S

Page :
Date :

CH 1

• Water pipe system design.

• Water system that convey heat to or from a conditioned space or process with hot or chilled water are called hydronic system.
• The water flow through piping that connects a boiler, water heater or chiller to suitable terminal heat transfer units located at the space or process.

• water system can be classified by.

1- operating temperature.
2- flow generation
3- pressurization
4- pipe arrangement
5- pump arrangement.

* Design of water system.

design parameter.

1- water temperature
2- flow rate
3- Piping layout
4- Control method.
5- pump selection

K M S

- Hydronic system.

- water system design depend on the space load and indoor environment requirements.
- water system that convey heat to or from a conditioned space or process with hot or chilled water are called hydronic system.

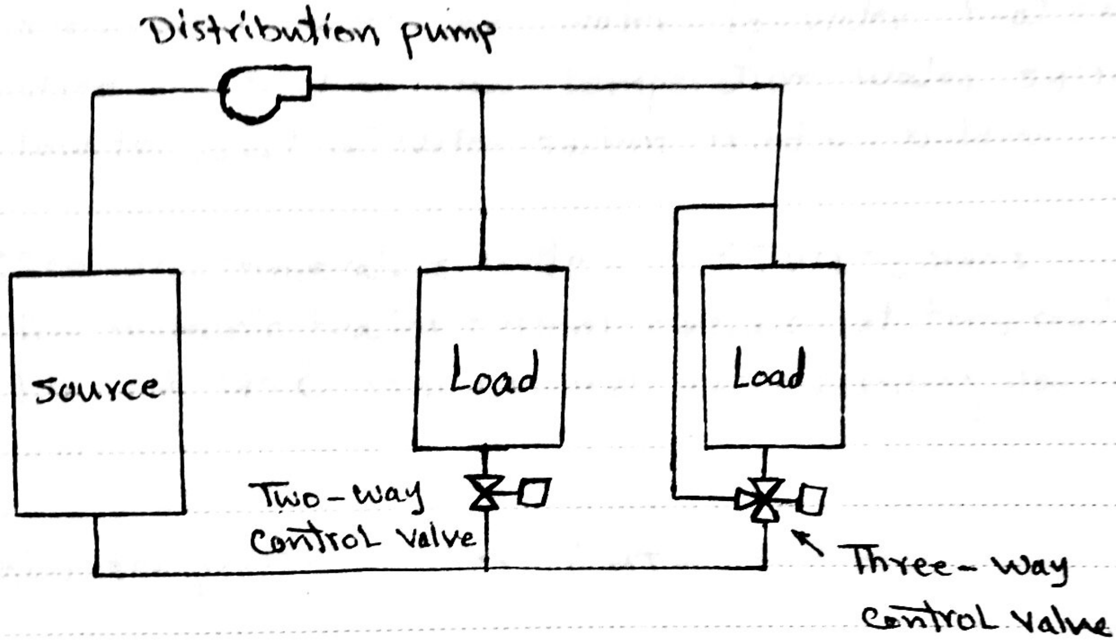


Fig. source - distribution - Load of hydronic system.

- source for heating "boiler" for cooled "water chiller"
- distribution system "pump and piping network"
- Control device (2-way valve, 3-way valve)
- Load "conditioned space"
- The system must be able to operate between part Load and full Load.

K.M.S

Page :
Date :

• According to operating temperature. The water system can be classified.

1 Low temperature water (LTW) system:

• This hydronic heating system operates at maximum temperature limitation of 120 °C, maximum allowable working pressure is 1100 kPa

• steam-to-water or water-to-water heat exchanger used to heating low-temperature water system. Low temperature water system used in building.

2 Medium-temperature water (MTW) system:

This hydronic heating system operates at temperature between 120 and 175 °C with pressure not exceeding 1100 kPa.

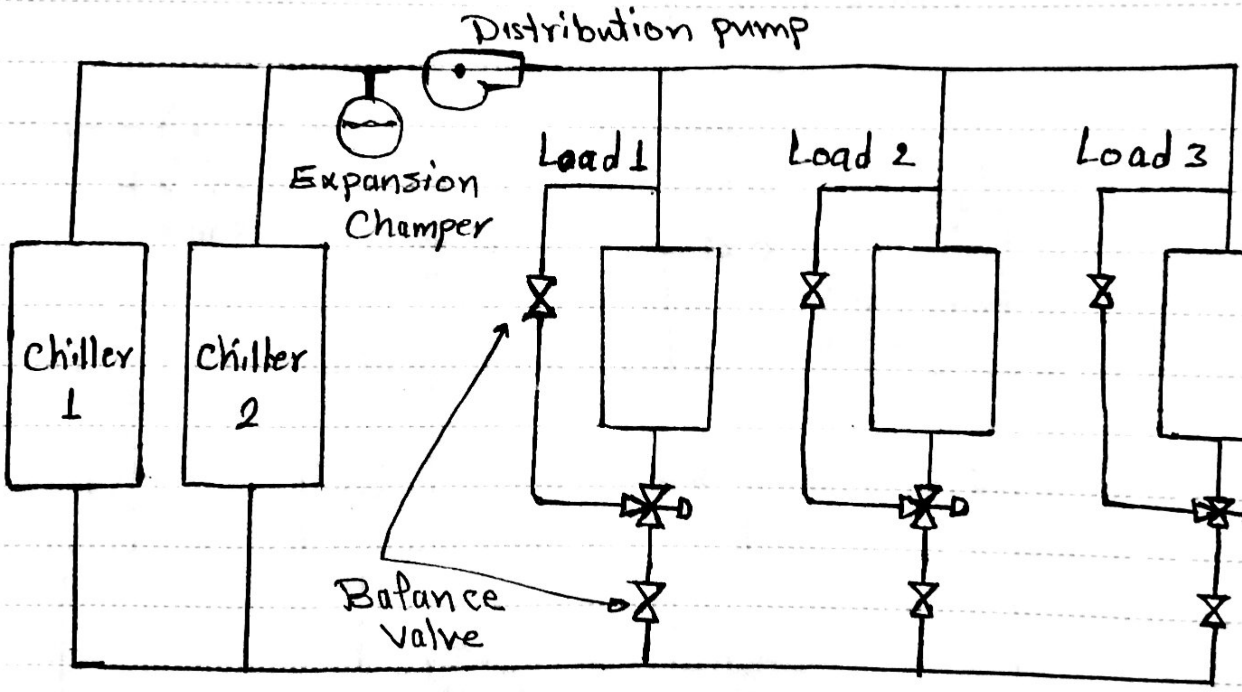
3 High temperature water (HTW) system.

This hydronic heating system operates at pressure about 2 MPa, The maximum supply water tempreature about to 200 °C

4. Chilled water (CHW) system:

This hydronic cooling system normally operates with a design supply water temperature of 4 to 13 C and at the pressure up to 830 kpa

Fig. shown the chilled water system for summer air conditioning application

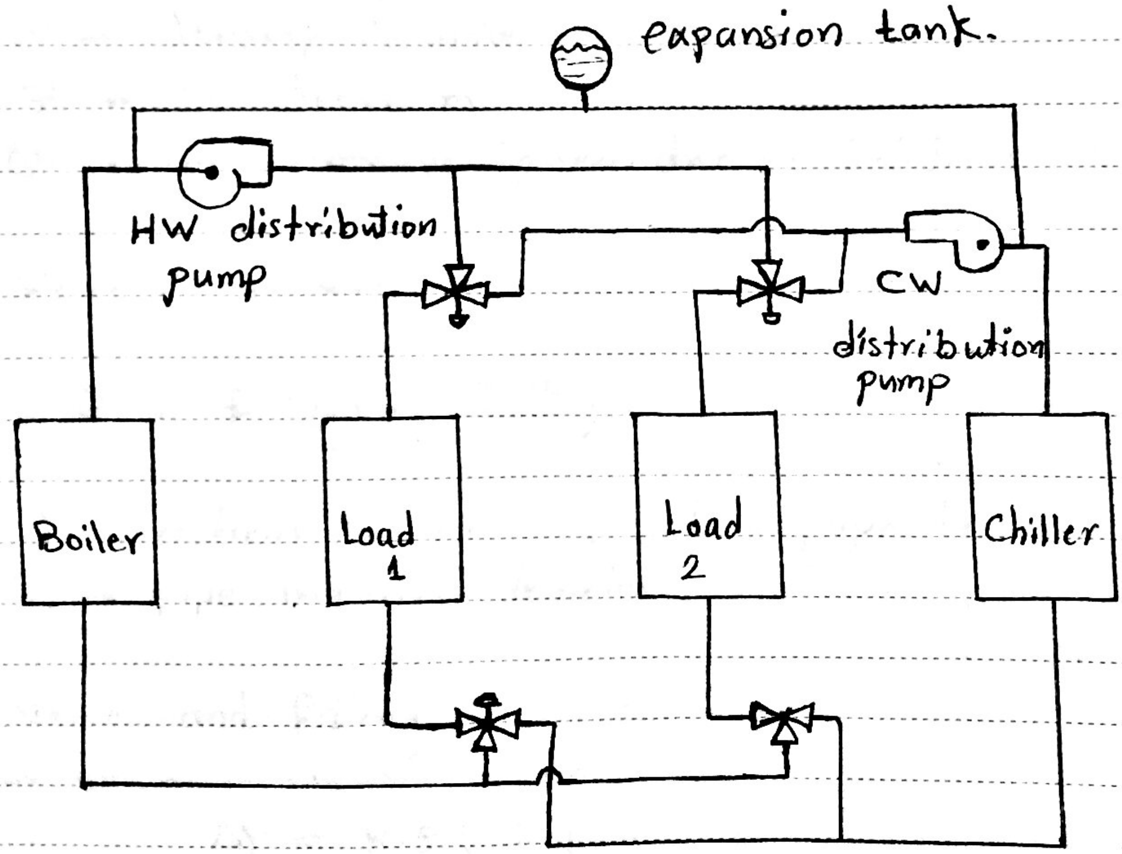


The system consists of (two chiller) source station, distribution system (pump, pipe network), Load component (three Load) and control device (2-way valve, 3-way valve, Balance valve, expansion tank).

5. Dual- temperature water (DTW) system.

• This hydronic combination heating and cooling system circulates hot and/or chilled water through pipe

- winter design supply water temperature of about 38 to 65 °C
- summer water temperature of 4 to 7 °C



The system consists of a water chiller and a boiler (two sources), distribution system (pumps and piping), Load component (two Loads), and control device (three-way valve, expansion tank).

Page :
Date :

* pressure drop.

• From Bernoulli's equation ,

$$\frac{\rho V_1^2}{2} + P_1 + \rho g Z_1 = \frac{\rho V_2^2}{2} + P_2 + \rho g Z_2 + \Delta P$$

V → avarage velocity m/s
P → absolute pressure pa (N/m^2)
ρ → density of water kg/m^3
Z → elevation m
ΔP → total pressure losses due to friction pa.

• From Darcy equation

$$\Delta P = f \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \left(\frac{\rho V^2}{2}\right).$$

f → friction factor , L → pipe Length m
D → pipe internal diameter.

• Valve and fitting losses.

$$\Delta P = K \cdot \rho \left(\frac{V^2}{2}\right).$$

K → factor depend on geometry - size

* range of pressure drop 100 pa/m — 400 pa/m

* Flow rate limitations.

water velocity based on type of service

Type of service	Velocity m/s
General service	1.2 to 3
City water	0.9 to 2.1
Boiler Feed	1.8 to 4.6
pump suction and drain lines	1.2 to 2.1

Velocity dependent noise in pipe system results from any or all of ~~four~~ Three sources -

- turbulence
- Cavitation
- water hummer

- Cavitation did not occurs in stright pipe.
- Cavitation did occurs in orifices of 1:8 area ratio at 1.5 m/s
- 〃 〃 〃 〃 〃 〃 1:4 〃 〃 〃 3 m/s

* Water hummer:

for rigid pipe and instantanous closure valve.

$\Delta P_h = \rho C_s V$

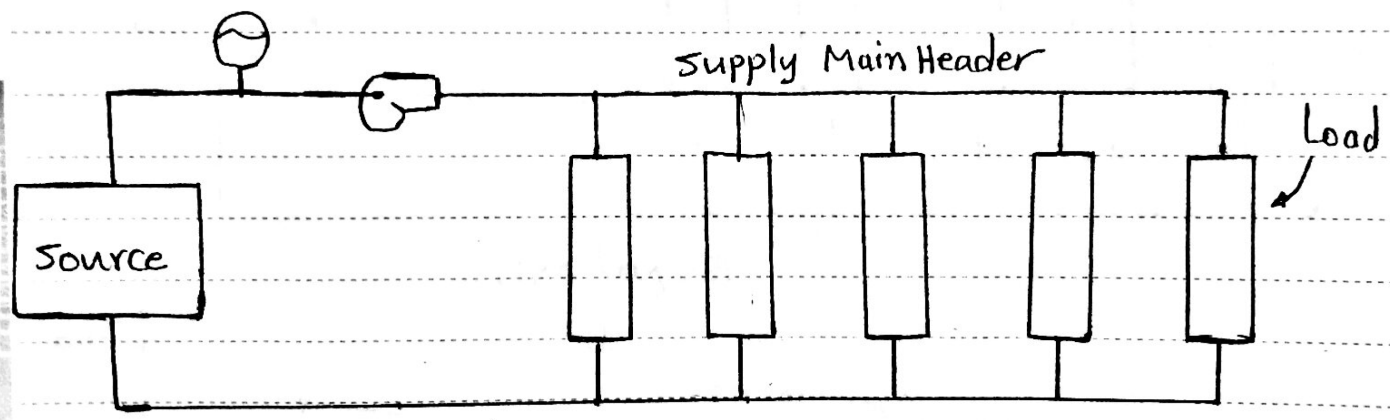
ΔP_h = pressure rise caused by water hammer Pa
C_s – velocity of sound in fluid 1439 m/s
V – Fluid flow velocity.

* pipe Layout.

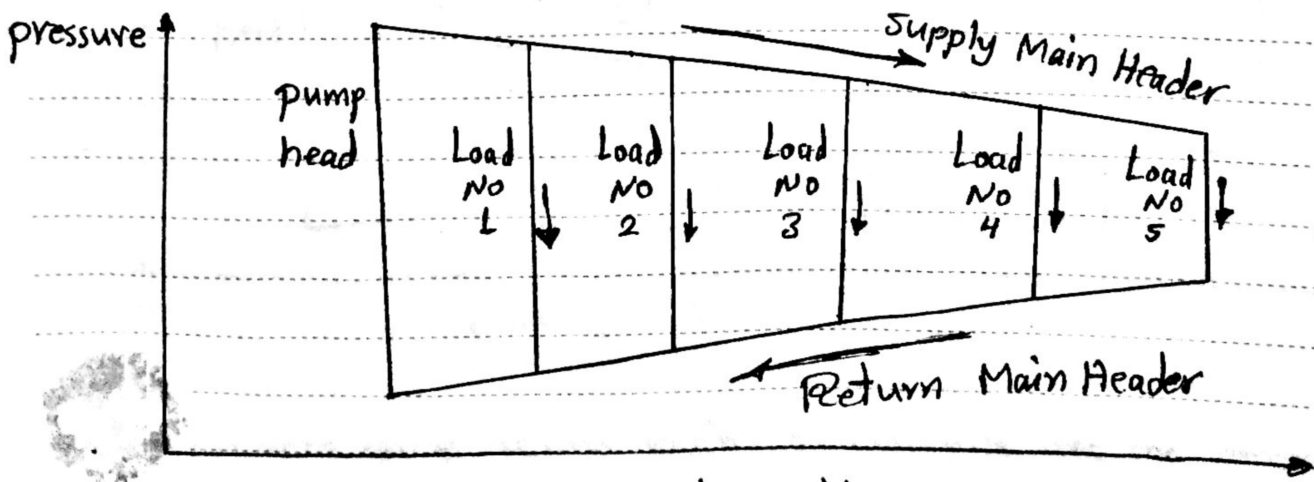
The two types of parallel piping networks are direct return and reverse return.

→ Direct return pipe system.

in the direct return system, the length of supply and return pipe through sub circuit is unequal.



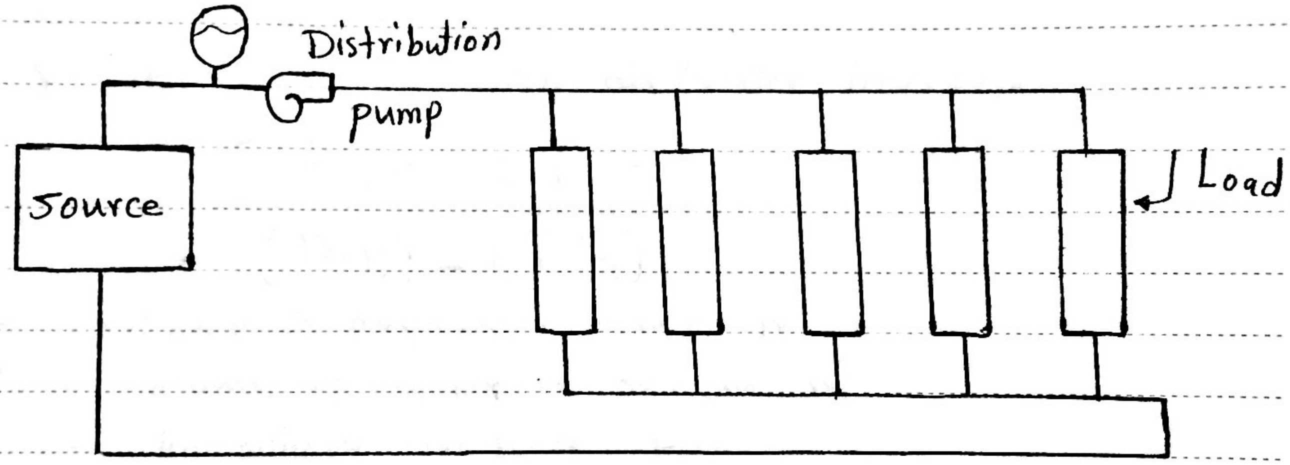
(a) pipe layout



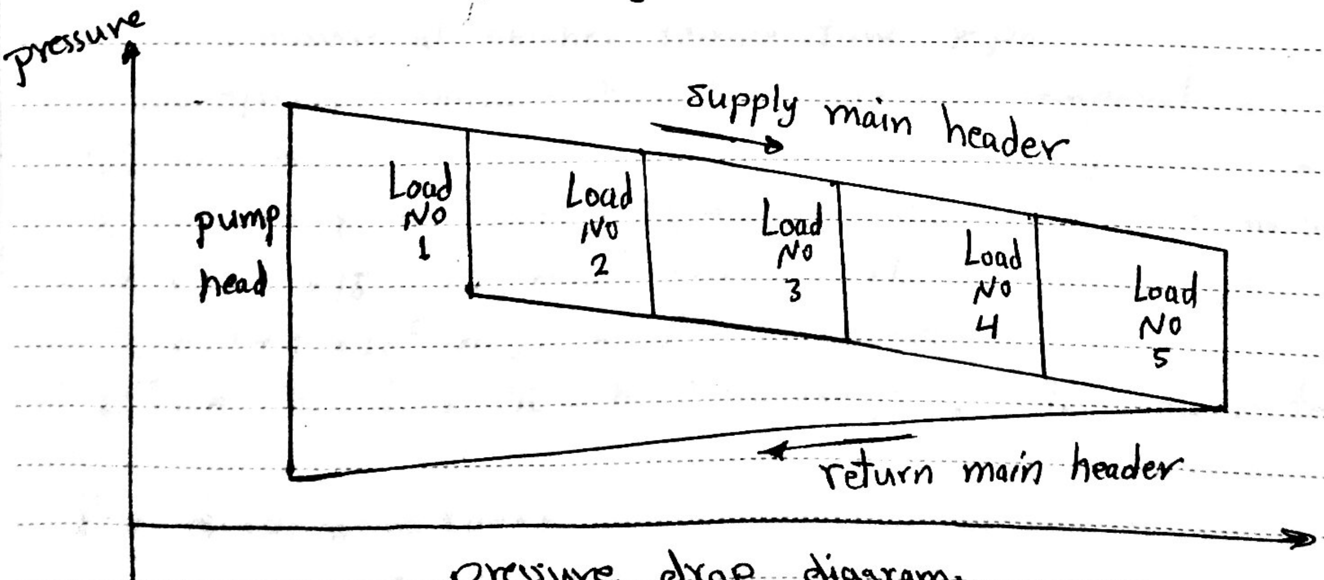
pressure drop diagram.

* The pressure drop in close sub circuits at higher values than those for the far subcircuits.
- Using control valve with a high pressure Loss for close sub circuits

➔ The reverse return piping system.



Pipe Layout



pressure drop diagram.

pressure drop across each sub circuite are the same.

* Expansion tank.

The make up water may be at a different temperature than the system water and subject to expansion or Contraction as it is heated or cooled

* size of expansion tank.

→ For closed tank with air/water interface-

$$V_T = V_s \frac{\left[\left(\frac{V_2}{V_1}\right)-1\right] - 3\alpha \Delta T}{(P_a/P_1) - (P_a/P_2)}$$

V_T — volume of expansion tank m^3
V_s — Volume of water in system m^3
P_a — atmosphere pressure kpa
P_1 — pressure at lower temperature kpa
P_2 — pressure at heigher temperature kpa
v_1 — specific volume of water at lower temperature m^3/kg
v_2 — 〃 〃 〃 〃 〃 heigher 〃 〃
α — linear cofficient of thermal expansion $m^3/m.k$
$\alpha = 11.7 \times 10^{-6}$ $m^3/m.k$ for steel
$\alpha = 17.1 \times 10^{-6}$ $m^3/m.k$ for copper
$\Delta T = T_2 - T_1$, T_2 — heigher temp. , T_1 — lower temp

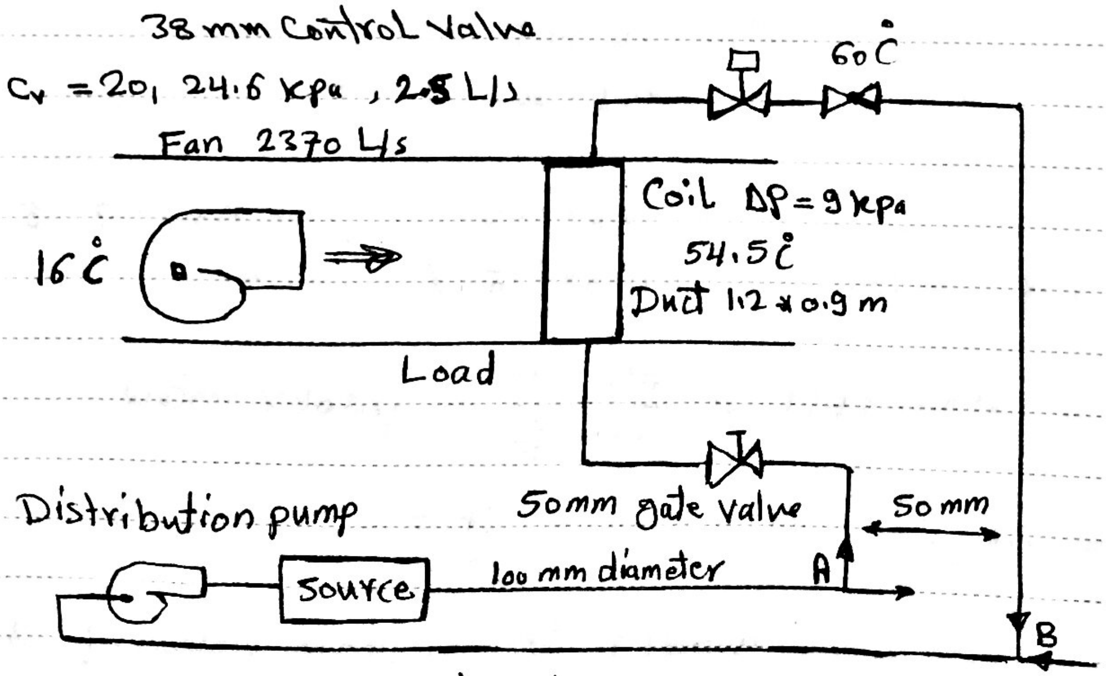
for diaphragm tanks

$$V_T = V_s \frac{\left[\left(\frac{V_2}{V_1}\right)-1\right] - 3\alpha \Delta T}{1 - (P_2/P_1)}$$

Page
Date

Ex: Determine the pipe sizing and total pressure drop for piping zone A-B of the system shown in Fig. The system consists of:

- 1 heating coil rated at 2.5 L/s and 9 kpa drop
- 1 gate valve - 50 mm screwed pipe.
- 1 control valve - 38 mm rated at 2.5 L/s at 24.6 kpa pressure drop
- 1 balance valve - 50 mm rated at 2.5 L/s at 6 kpa pressure drop
- 2 tees (branch flow)
- 4 elbows
- Total pipe length = 100 m. (screwed pipe).



pipe loop.

Date :

Solution.

1- Selecting the pipe for friction losses between 100 pa/m to 400 pa/m.

- select pipe material : commercial steel pipe "schedual 40"
- From Fig 1 for 2.5 L/s → 50 mm pipe has a pressure drop 280 pa/m.
- Checking 40 mm pipe a pressure drop 900 pa/m
  65 mm " " " " 125 pa/m

∴ select the pipe 50 mm.

2- pressure losses in 100 m pipe

$\Delta P = 100\ m * 280\ pa/m = 28000\ pa = 28\ kpa$

added 15% factor of safty

$\Delta P_{pipe} = 28 * 1.15 = 32.2\ kPa$

3- pressure drop in gate valve

From table 1 at 50 mm gate valve $k = 0.17$

$$\text{water velocity} = \frac{2.5 * 10^6}{\frac{\pi}{4}(50)^2} = 1273\ mm/s = 1.273\ m/s$$

$$\Delta P_{gate\ valve} = K \rho \frac{V^2}{2} = 0.17 * 1000 * \frac{(1.273)^2}{2} = 137.7\ pa$$

$$= 0.1377\ kpa$$

4- pressure drop in 90° Elbows

$$\Delta P_{Elbow} = 4\ \text{elbows} * K \rho \frac{V^2}{2}$$

From table 1, $k = 1$

$$\Delta P_{Elbow} = 4 * 1 * 1000 * \frac{(1.273)^2}{2} = 3241\ pa = 3.241\ kpa$$

Page :
Date :

5. pressure drop in tee Joints

$$\Delta P_{tee} = (2 \text{ tee joints}) * \rho k \frac{V^2}{2}$$

From table 1 $k = 1.4$

$$\Delta P_{tee} = 2 * 1.4 * 1000 * \frac{(1.273)^2}{2} = 2268 \text{ pa} = 2.268 \text{ kpa}$$

6- Total pressure drop from A-B.

$$\Delta P = \Delta P_{pipe} + \Delta P_{coil} + \Delta P_{Balance\ Valve} + \Delta P_{Control\ Valve} + \Delta P_{gate\ valve} + \Delta P_{Elbow} + \Delta P_{Tee}$$

$$\Delta P = 32.2 + 9 + 6 + 24.6 + 0.1377 + 3.241 + 2.268$$

$$\Delta P = 77.4467 \text{ KPa}$$

• Chapter 2.

Air handling units and package units.

• Air handling units:

• Functions of air handling units:

An air handling unit (AHU) is the primary equipment in an air system of a centeral hydronic system, it conditions the air and distribute it to various conditioned space. In an AHU, the required amounts of outdoor air and recirculating air are often mixed and conditioned. After that, the conditioned supply air is provided with motive force and is distributed to various conditioned spaces through ductwork and space diffusion devices.

- Many air handling units are modular so that they have the flexibility to added components as required. An AHU basically consists of an outdoor air intake and mixing box section, a fan section including a supply fan and a fan motor, a coil section with a water cooling coil, a filter section, and a control section. A return or relief fan, a heating coil, a precooling coil, and humidifer may also be included depend on applications.

- A return fan or a relief fan should be added to an air system depends on the construction and operating characteristics of air system and total pressure drop in return system.

• Classification of air handling units.

Air handling units may be classified according to structure, Location, and conditioning characteristics.

1- Horizontal unit.
2- Vertical unit.

1- Horizontal unit:

In the horizontal unit the supply fan, coils, and filters are all installed are the same Level. Horizontal units need more floor space.

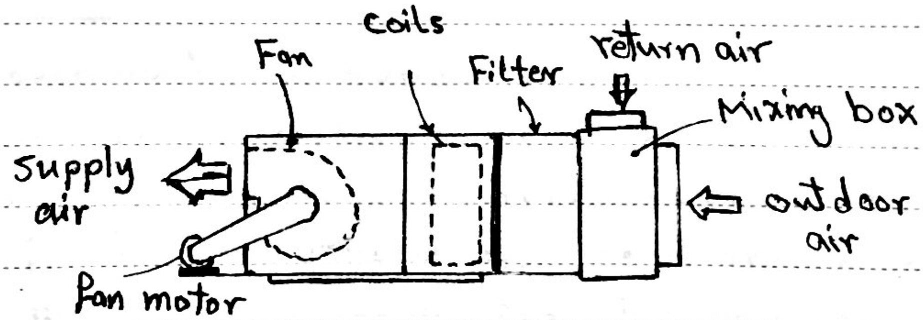
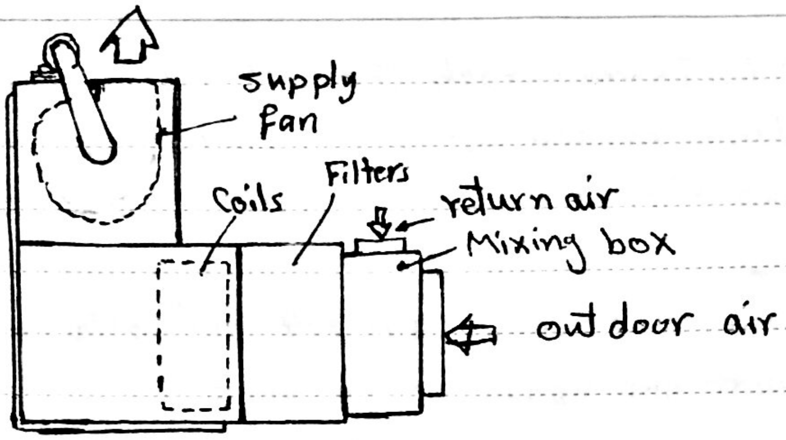


Fig. a horizontal unit

2- Vertical unit:

In the vertical unit the supply fan is not installed at the same Level as the coils and filters but is often at a heigher Level. Vertical units required less floor space, but vertical unit need more height than the horizontal units.



(b) Vertical units

* Draw-Through Unit or Blow-Through unit:

• Draw-Through unit:

In a draw-through unit, the supply fan is Located downstream from the cooling coil section, and the air is drawn (يسحب) through the coil section. In the draw-through unit, Conditioned air is evenly (بتساوي) distributed over the entire surface of coil section. Also the discharge air from the AHU can be easily connected to the supply duct of similar heigher velocity. Draw-through units are the most widely used AHU.
as shown in Fig a, b

• Blow-through unit:

In the blow-through unit, the supply fan is Located upstream from the coil section. Usually, a multizone AHU adopts a blow-through unit. In a multizone AHU, the coil section is divided in to the hot deck and cold deck. The heating coil is Located in hot deck above the cold deck, but the cooling

coil Located in cold deck. The hot deck connected to the warm duct and supply warm air to warm duct. The cold deck connected to cold duct and supply cold air to cold duct.

- A blow - through unit also has the advantage of treating (معالجة) the supply fan heat gain as apart of coil Load and thus reduces the supply system heat gain.
- for blow - through unit to seperate the warm duct and cold duct by using damper for each zone, also the multizone unit is complicated control, and is expensive مرتفع الثمن

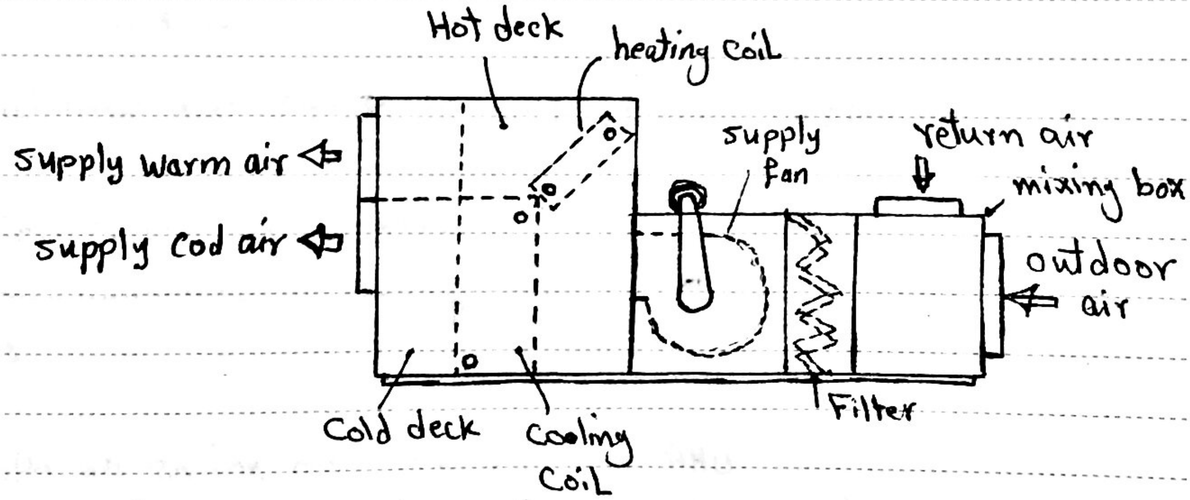


Fig - blow - through unit

- **outdoor air (or Makeup air) AHU :**

In outdoor air AHU is used only to conditioned 100% outdoor air, there is no return air and mixing box. It may be a constant-volume system or a variable - air volume (VAV) system if the number of occupants (الشاغلين) various.

In an outdoor air AHU the cooling coil is usually a six - to eight - row depth coil because of the greater enthalpy difference

during the cooling and dehumidification in summer.
A heat recovery coil or water economizer precooling coil is often installed in make up air AHUs for energy saving

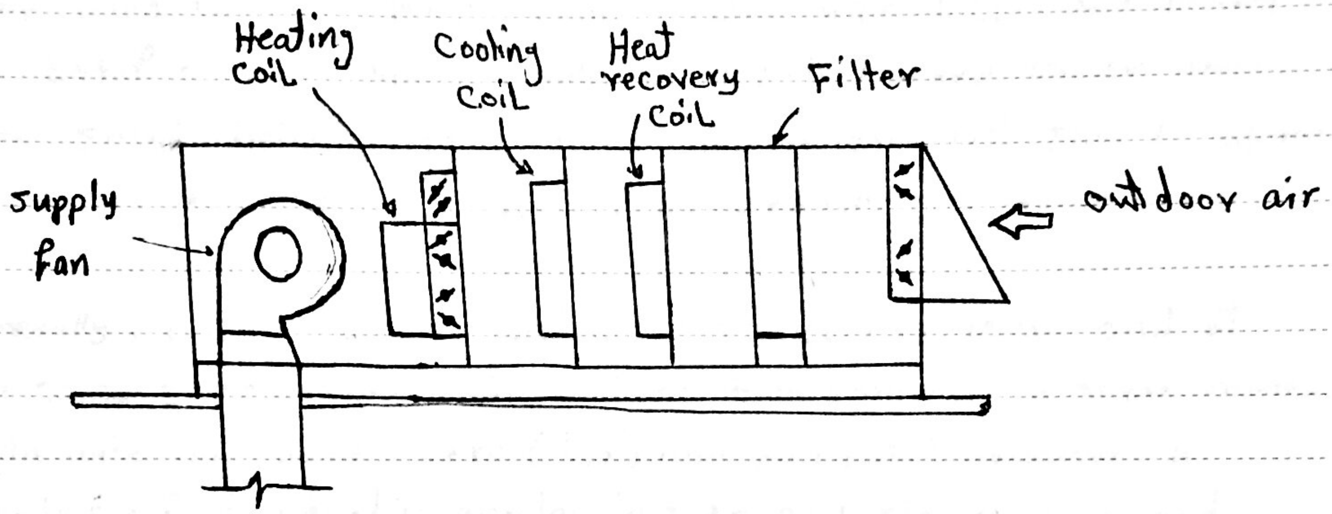


Fig. outdoor air (makeup air) AHUs. rooftop unit

* Main Components of AHU.

1- Casing :

Two type of casing are used in new AHU.

(a) a double - wall sheet - metal casing in which the insulation material is sandwiched between to sheet - metal panels of 1 to 2 in (25 to 50mm) thickness with a overall heat transfer cofficient U from 0.12 to 0.25 Btu/h. ft^2.°F (0.68 to 1.42 w/m^2.°c),

(b) single sheet - metal panel with inner insulation Layer and perforated metal Liners. بطانة معدن بها ثقوب

- Insulating material = Glass fiber

* البطانة المعدنية التي بها ثقوب لكي تحمى المادة العازلة من noise الناتجة من المراوح.

2- Fans.

- A double-inlet air foil, backward-inclined centrifugal fan is often used in Large AHUs with greater cfm (L/s) and heigher fan total pressure for its heigher efficiency and lower noise.
- For small AHUs, forward curved centerifugal fan is ofton used where cfm (L/s) and total pressure are lower

Generally, a centrifugal fan has a heigher efficiency and at the same time alower noise. Given two fans of the same model, both with the same cfm (L/s) and fan total pressure, a centrifugal fan that is greater in size and slower in speed create the Less noise.

3- Coils:

In AHUs, the following type of coil are often used: water cooling coils, water heating coil, electrical heating coil, and water pre cooling coils. Electrical heating coils are made with nickel-chromium wire as the heating element.

4- Filters:

Air filteration is an important component to actieve an acceptable indoor air quality.

5- Humidifers :

Usually, there is no humidifer installed in the AHU for comfort air conditioning system; but the outdoor climate is very cold in winter so that if a humidifer is not employed, the winter indoor relative humidity may be too low.
Steam grid or electrical heating element humidifers are widely used in AHUs where a warm air supply and humidity Control is needed in winter.

6. outdoor air intake, Mixing, and exhaust section :

An outdoor air intake, mixing, and exhaust section includes an outdoor air intake, an exhaust outlet, dampers, a mixing box, a return fan or a relif fan.

- The outdoor air intake for each AHU should install with Wind shield (حاجب واقي من الرياح) and Louvers (فتحات تهوية مثقوبة) to prevent (منع) rain and birds. If the AHU Located on the roof, the bottom of the outdoor intake Louvers should be at Least 3 ft above the roof.

- Mixing, three method of mixing outdoor air and recirculating air streams.
  - a) parallel air streams (poor mixing)
  - b) air stream at 90° (good mixing)
  - c) opposite air stream (good mixing).

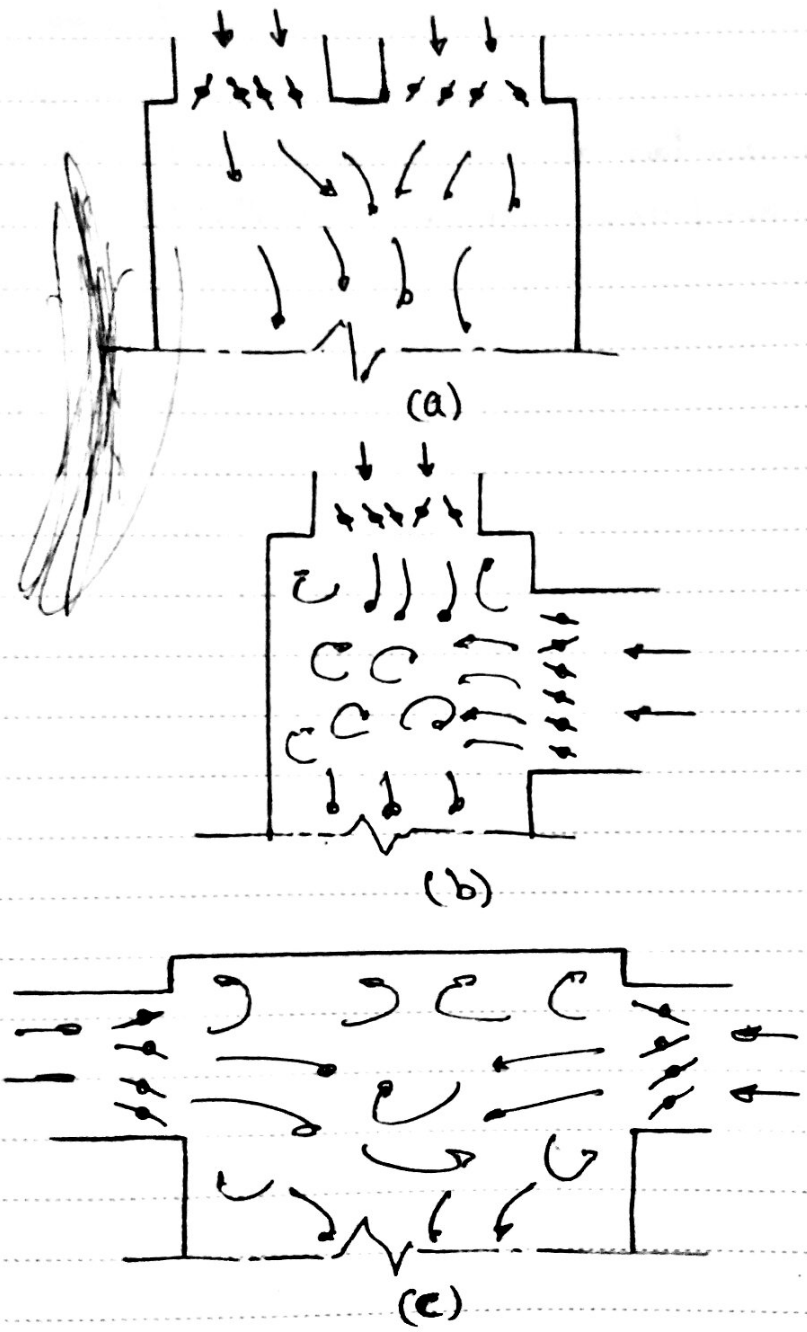


Fig. Mixing of outdoor and recirculating air streams:
(a) parallel air stream (poor mixing), (b) air streams at 90° (good mixing), (c) opposite air stream (good mixing).

7. controls : AHU control include economizer control, discharge air temperature control, duct static pressure control, outdoor ventilation air control, humidity and warm-up or cold-down controls . .

Date

* Coil Face velocity :

The cooling coil face velocity should not exceed 500 fpm (2.5 m/s) for a smooth fin coil and 550 fpm (2.75 m/s) for Corrugated fins.

• Packaged units "

• A packaged unit is always equipped with DX coil for cooling. This characteristics is the primary difference between the packaged unit and an air handling unit.

• A packaged unit can be eigher enclosed in a single package or split in two units: an indoor air handler and an outdoor condensing unit.

• A packaged unit contains the fan, DX coil, filters, compressor, condenser, expansion valves and control, there are four-way reversing valves to reverse the refrigerant flow when cooling mode operation is changed to heating mode operation.

• The construction and size of a packaged unit depend mainly on its model and cooling capacity, in refrigration tons or Btu/h(w).

* classification of packaged units

1- Rooftop packaged units.
2- Indoor packaged units.
3- split packaged units.

* Coils :

Type of Coils :

1- Water cooling coil.

- A water cooling coil uses the chilled water as the coolant inside the tubes.
- To maintain a higher rate of heat transfer the air and water normally follow a counter flow arrangement.
- The water tube are usually copper tubes of $\frac{1}{2}$: $\frac{5}{8}$ in diameter with a thickness of 0.01 to 0.02 in. They are spaced at a center-to-center distance of 0.75 to 1.25 in Longitudinally and 1 to 1.5 in transversely. Number of rows 2, 3, 4, 6 or 8 rows. in either staggered or aligned form.

2- Direct expansion (DX) coil.

- In a direct expansion coil, the refrigerent (usually HCFC-22, HFC-134a, HFC-404A, HFC-410A, HFC 407A, or HFC 407C) is evaporated and expanded directly in side the tubes to cool and dehumidify the air flow over it.

The DX coil acts as the evaprator in referigrating system

The referigerent is fed in to a distributer and is evenly distributed to various tube circuits, which are made from copper tube 0.5 in in diameter.

Page :
Date :

3- Water heating coil.

A water heating coil uses the hot-water flow inside the tubes.
water heating coil is simillar in construction to water cooling coil.

4- Steam heating coil.

Steam heating coils use the Lattant heat of condensation released by steam inside the tubes to heat the outside and recirculating air.

Date :

* Rooftop Packaged units.

- A rooftop packaged unit is mounted on the roof of the conditioned space
- A rooftop packaged unit is a single packaged unit composed of two main components: an air handler and condensing unit. It is the cooling capacity may very from 3 to 220 tons and its supply volume flow rate may very from 1200 to 80 000 cfm.
- An air handler of typical rooftop packaged unit consists of mainly a casing, an indoor fan, DX coils, filters, air mixing box, and control.

The rooftop Packaged units used in commercial building

* Indoor packaged units:

An indoor packaged unit is also a single packaged. It is usually installed indoors inside a fan room or a machine room.
The cooling capacity of indoor packaged unit may be very from 3 to 100 tons, and its supply volume flow rate from 1200 to 40 000 cfm.

* Split packaged unit.

A split packaged unit consists of indoor air handler and outdoor condensing unit

Date

The indoor handler and outdoor condensing unit are connected by refrigerating pipes.

- An air handler for the split packaged units usually has a cooling capacity from 3 to 80 tons, a supply volume flow rate from 1200 to 32000 cfm.

* Hybrid system *

Some important defination:

* sorption: It is refers to the binding of one substance to another

الامتصاص . هي العملية التي يتم فيها ربط او لصق مادة بمادة اخرى .

Sorption
- Absorption
- Adsorption

• Absorption: collection of water that causes a chemical or physical change in the desiccant.
the absorbent that change from the solid to the liquid as it absorbs the moisture.
EX: table salt ملح الطعام

• Adsorption: Collection of water without any change in the sorbent EX: silica-gel.

* Sorbents: Are the materials (ع) that have an ability to attract (تجذب) and hold other gas or liquid.
They are generally very useful in chemical sepration process.

* Desiccant: they are a subset (مجموعة) of sorbents.

Desiccant material

Liquid desiccant
"Absorption"

Solid desiccant
"Adsorption"

- Liquid desiccant: liquid desiccant that can attract and hold water vapor
  - "Lithium bromide solution, Lithium choloride solution calcium choloride solution."

- Solid desiccant: that can attract and hold water vapor
  - silica gel, activated carbon, activated alumina"

- Desorption: It is the release of moisture from the desiccant to air in a process called regeneration or reactivation.

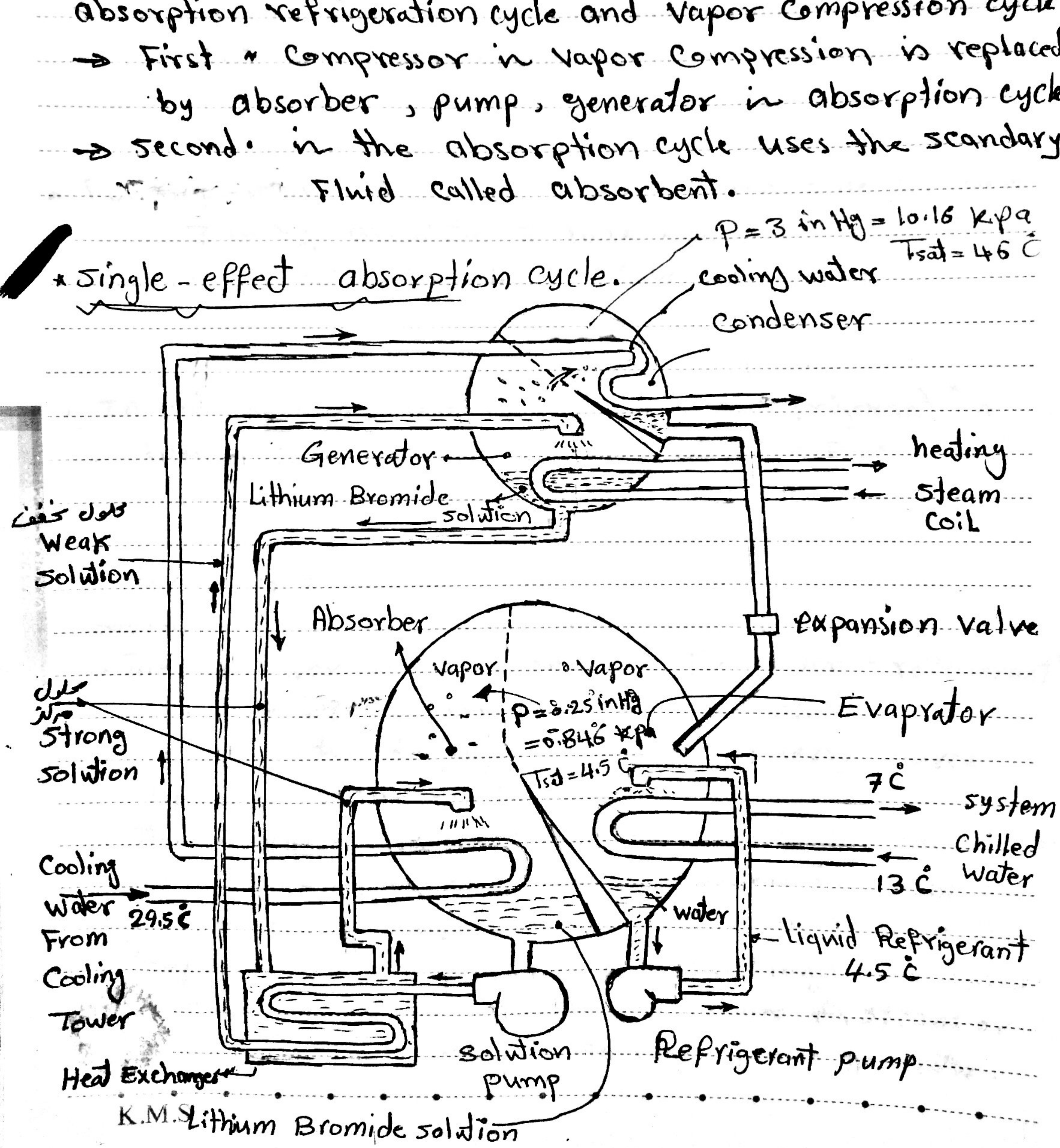
* Absorption Refrigeration cycle.

They are two fundamental difference between the absorption refrigeration cycle and vapor compression cycle

→ First * Compressor in vapor compression is replaced by absorber, pump, generator in absorption cycle

→ second. in the absorption cycle uses the scandary Fluid called absorbent.

* Single-effect absorption cycle.



- For the absorber and evaprator " Absolute pressure eqnal to 0.25 in Hg ≅ 0.846 kpa "
  " vaccum pressure "
  corresponding to a saturated evaprating temperature of 4.5 °C for water.

- For Generator and Condenser high side pressure 3 in Hg absolute ≅ 10.16 kpa corresponding to a saturated temperature of 46.1 °C

- In this system. uses water " refrigerant " + lithium bromide-and-water solution " Absorbent "

- Generator :

  - The generator used to seperate the water " refrigerant " from the lithium bromide-and-water solution.
  - for generator the high temperature energy source typically steam or hot water.
  - The generator and the condenser inside the same shell but the pressure in the condenser section less than the pressure in regenerator section. This is because the temperature of cooling water flowing through the tubes of condenser is less than the temperature of steam or hot water flow through the tube of the generator.

* Condenser.

In the condenser the cooling water come from the cooling tower flow through tubes and the hot refrigerant vapor fills the surrounding space. As heat transfer from refrigerant vapor to cooling water, refrigerant condensed on tube surface the condensation collected in bottom of condenser before traveling to the expansion device.

• Expansion device.

reduction in the refrigerant pressure from condenser pressure to evaporator pressure.
Expansion device = throttling pipe " orifice".

• Evaprator:

In the evaprator the chilled water flow through the tube, the evaprator pump draws the liquid refrigerant from the bottom of evaprator and continuously circulates it to be sprayed over the tube surface. This maximize the heat transfer. As heat transfer from chilled water to liquid refrigerant, the refrigerant vaporize and the resulting refrigerant vapor is drawn in to the lower pressure absorber.
• evaporator and absorber are contained inside the same shell."

Date

* Absorber:

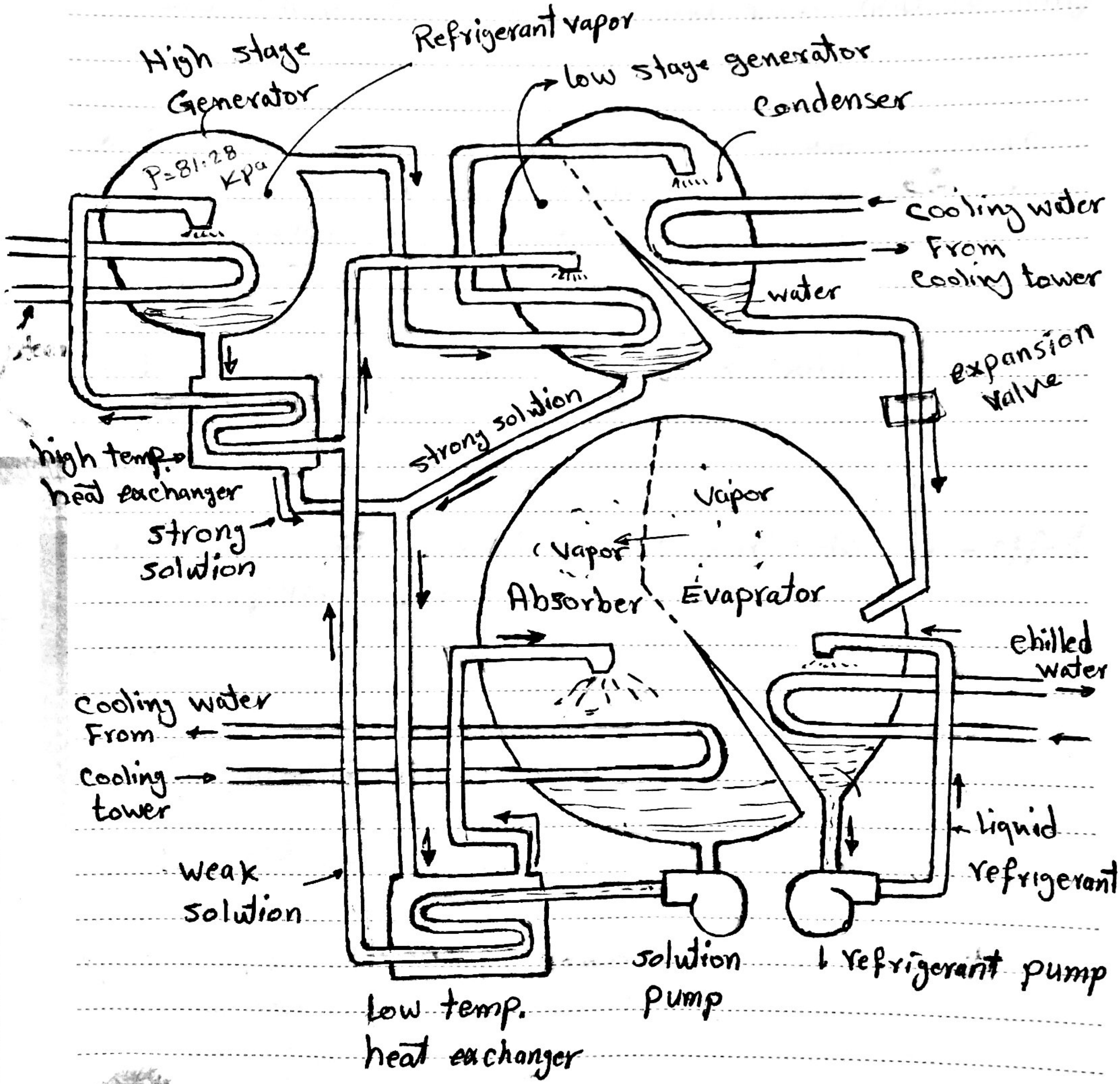
Inside the absorber, the refrigerant vapor is absorbed by the lithium bromide solution. As the refrigerant vapor is absorbed, it condenses from a vapor to liquid. the heat generated from this process is rejected to the cooling water come from cooling tower.

* Heat exchanger:

The hot concentrated solution return from the generator, pass through a heat exchanger. This transfer of heat preheats the solution pass from absorber to generator, reducing the heat energy required to boil the refrigerant within the generator, and also precools the concentrated solution, reducing the required flow rate of cooling water through the absorber.

* Cofficient of performance COP = 0.7 for single-effect absorption cycle.

• Double-Effect Absorption Cycle.



- For double-effect absorption cycle.

Two stage regenerator and two heat exchanger were used.

- for high stage generator : absolute pressure equal to 81.28 kpa and Refrigerant vapor temperature 93.5 °C and solution temp. 93.5 °C

- flow low stage generator : The solution temp. about 76.5 °C.

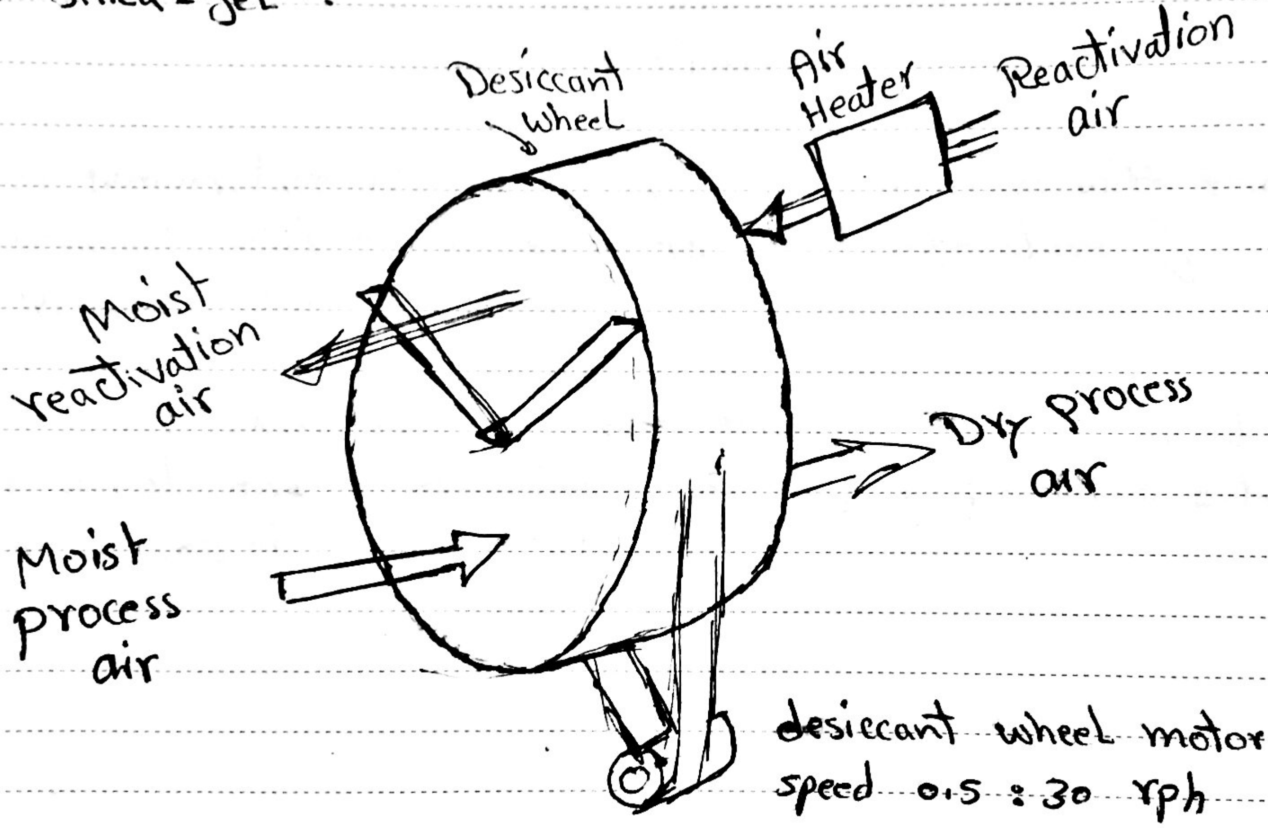
- The cofficient of performance for double-effect absorption cycle equal to 1.2

Single-effect cycle COP = 0.7

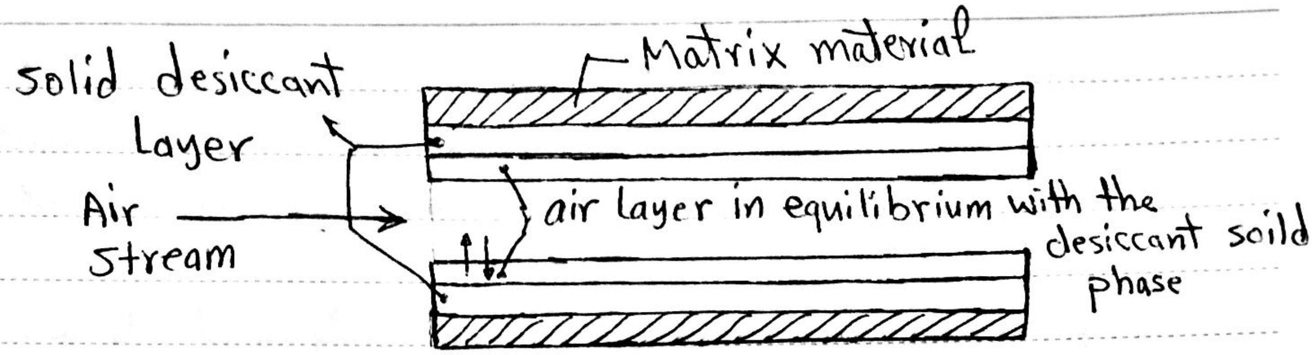
Double-effect cycle COP = 1.2.

• Desiccant Dehumidifiers : "Adsorption cycle"

Desiccant wheel " honeycomb desiccant material made from fiber-glass with solid desiccant material " silica-gel ".



• The moist process air is pass through the rotary desiccant wheel, the desiccant in the wheel absorbs the moisture in process air. Then the wheel slowly into a second heated air stream. The hot reactivation air removes moisture from the desiccant so it can absorb more humidity when the wheel rotates back in to the process air stream.



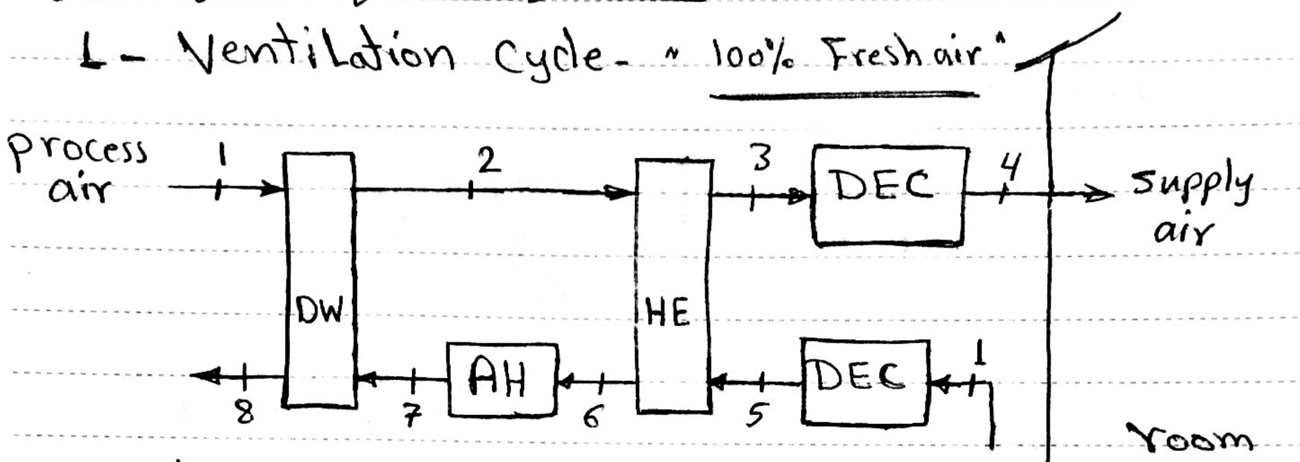
Air Channel.

- The temperature of air Layer in equilibrium with the desiccant solid phase equal to the temperature of desiccant surface.

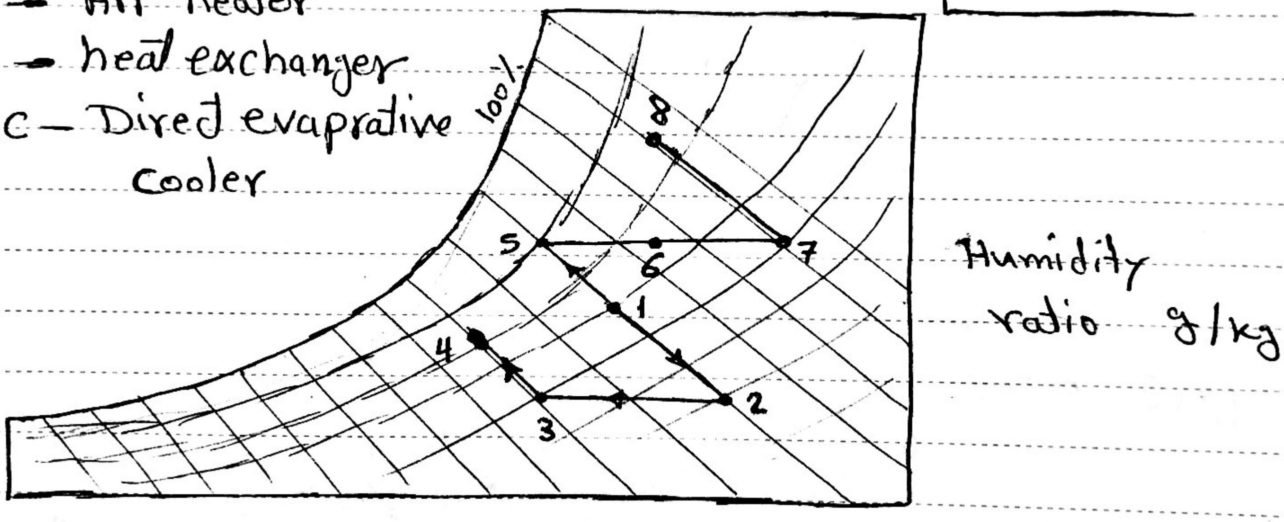
- The moisture in process air transfer to the solid desiccant due to difference in vapor pressure between the process air and air layer.

Some Adsorption cycle.

1- Ventilation cycle. " 100% Fresh air "



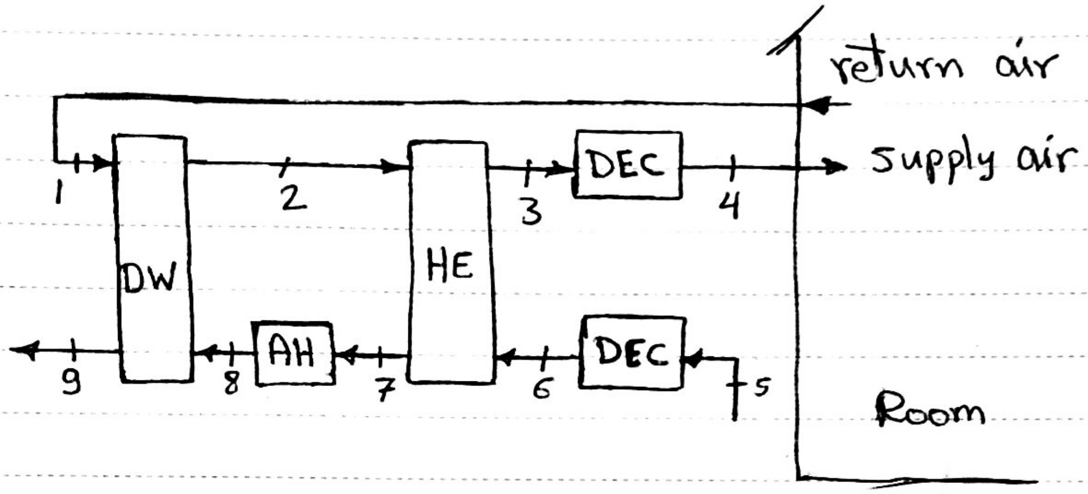
DW – desiccant wheel
AH – Air heater
HE – heat exchanger
DEC – Direct evaprative cooler

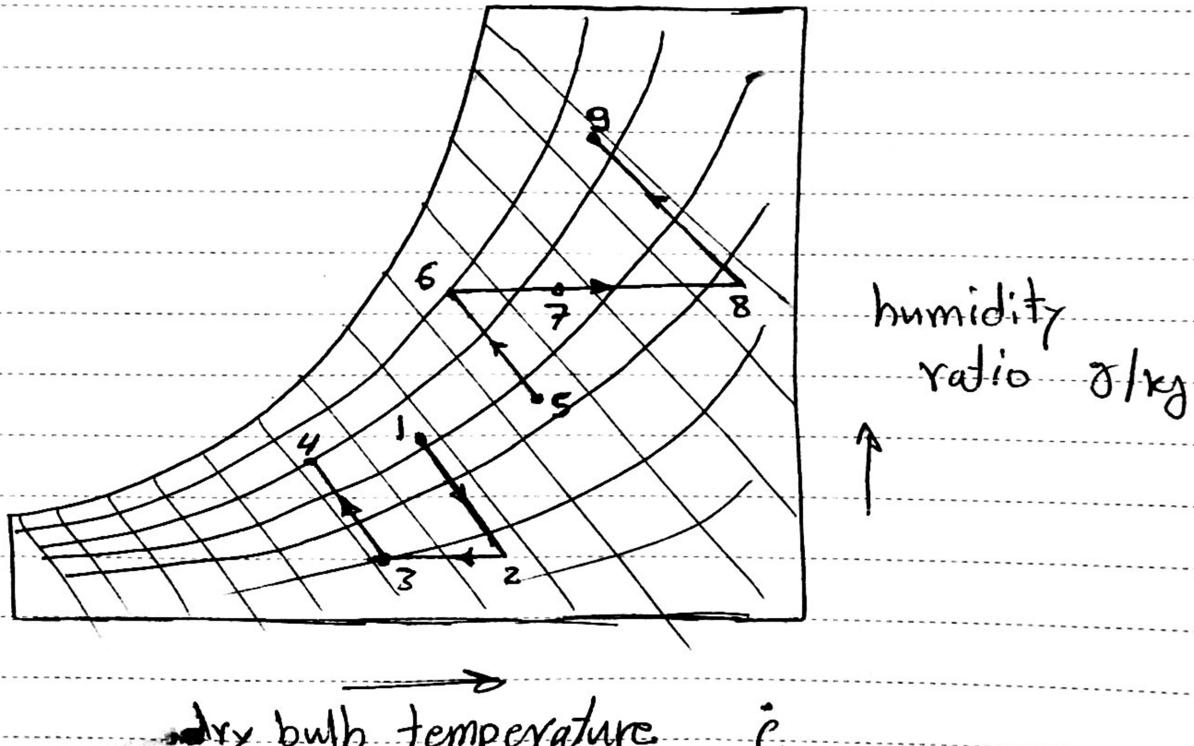


$T_1 = 35\ ^\circ C$ db , humidity ratio = 14 g/kg
$T_4 = 22\ ^\circ C$ db , " " = 10 g/kg.

* process 1-2. dehumidification of process air in desiccant wheel
process 2-3. sensible cooling of process air in heat exchanger
process 3-4. evaporative cooling.

2- Recirculation cycle-





$t_5 = 35\ °C$, humidity ratio at 5 = 14 g/kg
$t_1 = 27\ °C$, " " " 1 = 10 g/kg
$t_4 = 17.5\ °C$, " " " 4 = 7.5 g/kg.

Date :

* Air Conditioning system *

• وظيفه اجهزة التكييف .
- تسخين وترطيب الهواء شتاءا
تبريد الهواء وازالة الرطوبة صيفاً .

• مكونات انظمة تكييف الهواء .

- مائع التبريد Cooling Fluid .

قد يكون ماء مثلج Chilled water او مركب تبريد Refrigerant
كلا المائعين يتم تبريده في محطه تبريد تسمى باسم Chiller اما الحرارة
فتطرد الى الجو عن طريق.
ابراج التبريد Cooling tower
المكثف التبخيري Evaprator - Condenser
مكثف هواء Air Cooled Condenser

- مائع التسخين Heating Fluid :

قد يكون ماء ساخن او بخار ساخن يأتي من ملفات التسخين
heating coil من الغلاية Boiler

- المرطب Humidifer :

يزود بماء رشا spared water او بخار ماء قادم من الغلاية ويفضل
دائماً بخار الماء.

- مراوح التغذية supply fan : وهي ضرورية لدفع الهواء الى المسالك
والى معدات توزيع الهواء بالغرف.

- ملفات التبريد Cooling coil :

وهي تعمل على تبريد الهواء وإزالة الرطوبة بواسطة مائع التبريد المار خلاله.

- ملفات تسخين متأخرة Re-heating coil :

تعمل هذه السخانات على رفع درجة حرارة الهواء البارد (نتيجة عملية التبريد وإزالة الرطوبة صيفاً) لجعله مناسب للظروف الحرارية.

- السخان المتقدم Pre-heating coil :

وهي تستخدم في المناطق الباردة وذلك لمنع تجمد المياه في الوصلات عند مرور هواء بارد عليها درجة حرارة أقل من الصفر المئوي.

- مروحة الراجع Return fan :

وهي تقوم بسحب الهواء من الغرفة من خلال أنظمة الراجع الى وحدة التكييف المركزي مع طرد هواء الربع تقريباً الى الخارج.

- أنظمة المسالك Ducting system :

يتم تصميم هذا النظام بحيث يأخذ جزء كبير من الهواء الراجع حوالي 75% وهواء خارجي حوالي 25%

- الفلتر Filter :

يستخدم لتنظيف الهواء من الملوثات والأتربة.

Page :
Date :

الامداد الجانبي By - Pass :
ـــــــــــــــــــ يستخدم للتحكم في رطوبة الهواء
وذلك عن طريق مرور جزء من الهواء من خلال ملف التبريد للتبريد وازالة الرطوبة. وجزء من خلال الامداد الجانبي ثم يتم الخلط بعد ذلك للوصول للرطوبة المطلوبة.

- المنطقة Zone :
ـــــــــــــــــــ وهي المكان المراد تكييفه.

- بوابات التحكم Controlling damper :
- ـــــــــــــــــــ تستخدم للتحكم في معدلات السريان.

- يقوم صانعوا معدات تكييف الهواء بتجميع كلاً من : Filter
، pre-heating coil ، Cooling coil ، Re-heating coil
، Humidifer ، supply fan ، Controlling damper داخل هيكل معدني يسمى
وحدة مناولة الهواء Air handling unit (AHU)

- بالنسبة AHU يفضل نظام Draw thru unit . ويتم وضع المروحة في اخر الوحدة قبل خط المخرج مباشرة. وسمياً نوع الذي يتم سحب الهواء منه . حيث يكون الهواء المسحوب يمر بانتظام خلال الملفات.

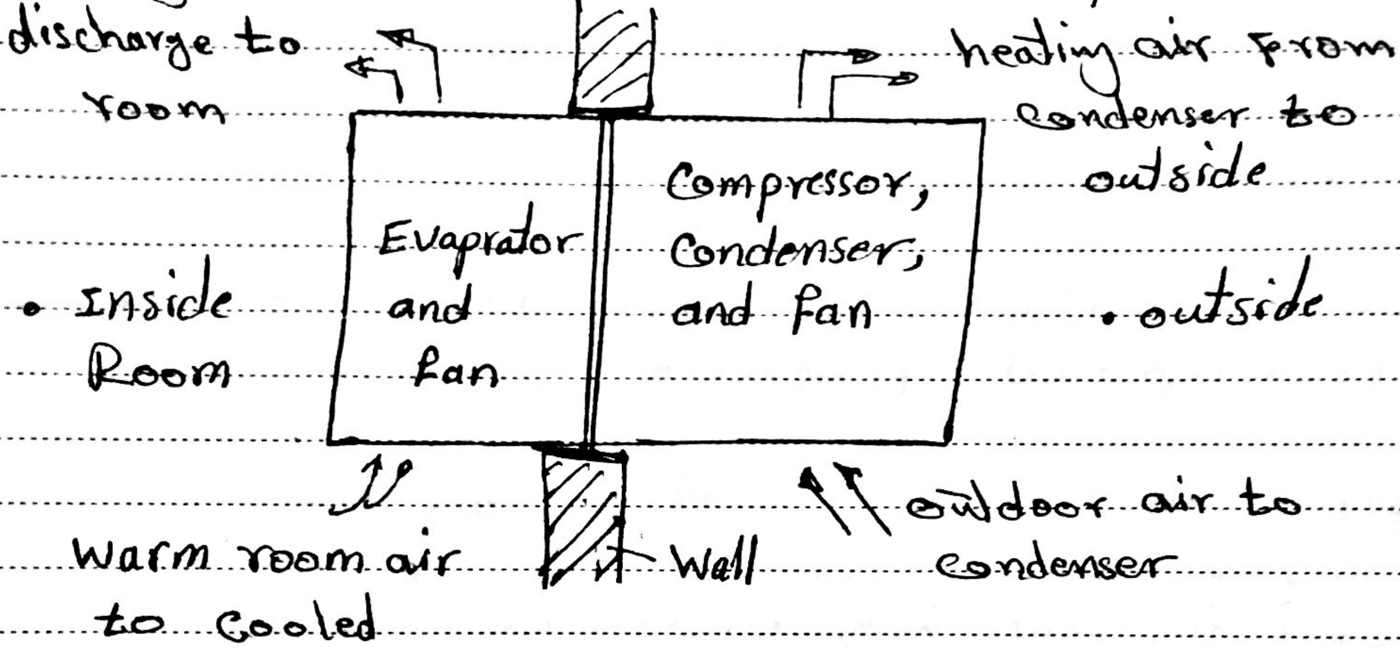
- ملفات التبريد اذا مر بها ماء مثلج chilled water يكون Chiller او بخار مائع التبريد vapor referigerant وهنا يسمى اسم ملفات تمدد جاف Dry expansion (DX) coil

K.M.S

Packaged unit * الوحدة المجمعة

Room units. اولاً: وحدات الغرف

① وحدة الشباك Window units



• قدرة هذا النوع تصل الى ٢٦ طن تبريد

عيوب هذا النوع ، استهلاكه للطاقة كبير جداً بالإضافة
مستوى الضوضاء الناتج منه كبير بالإضافة
تكلفة.

٤ الوحدات المنفصلة split - unit

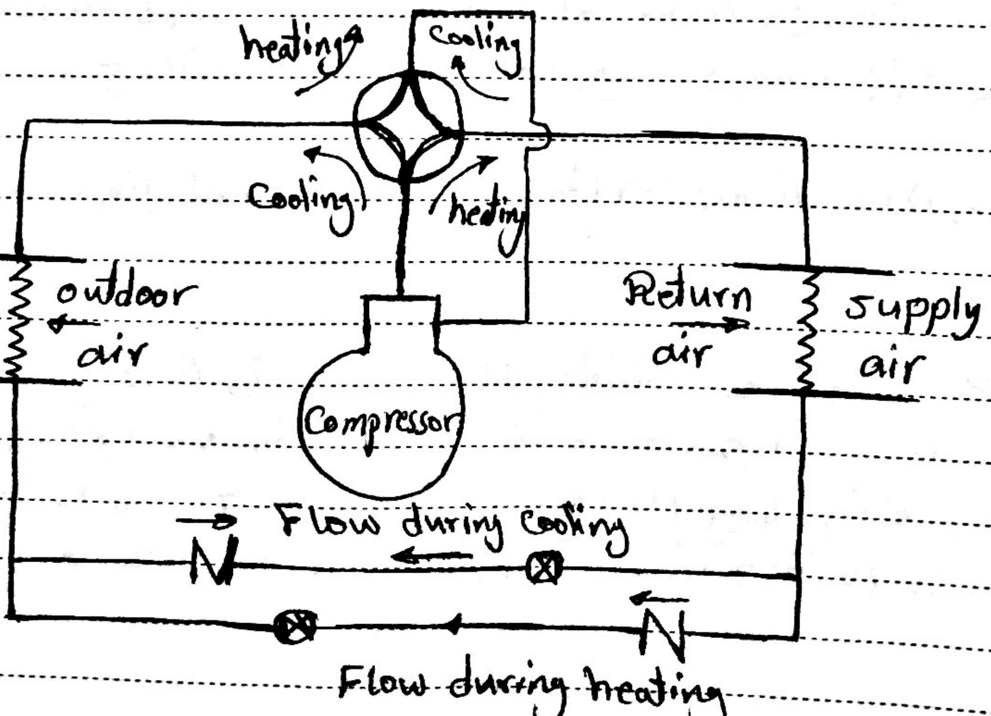
وهي تصنع من جزئين. الجزء الأول يحتوي ع المبخر والفلتر ويوضع داخل الغرفة. ويثبت ع الحائط او في الأرض والجزء الثاني يكون خارج الغرفة ويحتوي ع الضاغط والمكثف ويتم التوصيل بين الجزئين بمواسير صغيرة تمر من خلال الحائط.

وهيئة وحدات الشبابك.

عيوب هذين النظامين window unit ، split-unit انهما غير اقتصادية عندما تعمل مع عدد كبير من الغرف.

٣ وحدات المضخة الحرارية Heat pump units

وهي تستخدم في عملية التبريد والتدفئة معاً.



+ الوحدات السقفية Rooftop unit

هذا النوع من الوحدات مصمم بحيث يتم تركيبه ع السقف.
في هذا النوع يتم تجميع عناصر الوحدة (الفلتر - الشفاطات - المبخر - وحدة الترطيب - المكثف - الضاغط) في هيكل من الصلب المقاوم للصدأ بحيث يتحمل الظروف الجوية السيئة ويتم استخدام نظام المسالك لتوزيع الهواء ع اماكن التوزيع المختلفه

ويمتاز هذا النوع بانه لا يشغل حيز داخل الغرفة بالاضافه الى رخص ثمنه.

س- ماهو الفرق بين central system و Package unit

Package unit ← الوحدات المجمعة . تكون فيها الوحدة مجمعة لكل العناصر (المراوح - الفلتر - ملفات التبريد - ملفات التسخين - المرطب + البوابات) واجهزة التحكم كلها متوافقه ومختارة من المصنع ولها رقم ومرطراز معين ويتم اختيارها من الكتالوج.

بالاضافة الى ان الوحدات المجمعة يتم وضعها بالقرب من المكان المراد تكييفه.

- central system النظام المركزي . في النظام المركزي كل العناصر ليست مجمعة ويتم اختيار العناصر بواسطة مهندس التصميم ويتم تجميع العناصر بواسطة مهندس التنفيذ. ولا يشترط ان يكون النظام المركزي قريب من المكان المراد تكييفه.